

VISIT...

LANZAROTE
Caliente.COM

ПАРОВЫЕ И ГАЗОВЫЕ ТУРБИНЫ

Издание второе,
переработанное и дополненное

Допущено Министерством энергетики и электрификации СССР в качестве учебника для учащихся энергетических и энергостроительных техникумов



«ЭНЕРГИЯ» • МОСКВА • 1974

Глава девятая. Турбины для комбинированной выработки электрической и тепловой энергии	113
9-1. Комбинированная выработка электрической и тепловой энергии	113
9-2. Затраты топлива на выработку электрической и тепловой энергии	118
9-3. Турбины с регулируемым отбором пара	119
9-4. Турбины с противодавлением	127
9-5. Диаграммы режимов турбины	134

Часть вторая

КОНСТРУКЦИИ И РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ ДЕТАЛЕЙ ПАРОВЫХ ТУРБИН

Глава десятая. Конструкции и расчет на прочность корпусов и их деталей	138
10-1. Конструкции корпусов, их материал и расчет	138
10-2. Конструкции сопел и направляющих лопаток	140
10-3. Конструкции и материал диафрагм	143
10-4. Концевые уплотнения турбины	146
10-5. Опорные подшипники и их конструкции	146
10-6. Упорные подшипники и их конструкции	150

Глава одиннадцатая. Конструкции и расчет на прочность роторов и их деталей

11-1. Конструкции рабочих лопаток	151
11-2. Расчет лопаток на прочность	153
11-3. Вибрация лопаток	157
11-4. Отстройка лопаток от опасных вибраций	160
11-5. Конструкция и расчет на прочность барабанов реактивных турбин	161
11-6. Роторы турбин и их конструкции	161
11-7. Расчет вала на прочность	164
11-8. Критическое число оборотов вала	165
11-9. Соединительные муфты	169

Часть третья

КОНДЕНСАТОРЫ ПАРОВЫХ ТУРБИН

Глава двенадцатая. Конденсационные устройства паровых турбин	171
12-1. Общие сведения о конденсации пара и конденсаторах	171
12-2. Конструкции конденсаторов	172
12-3. Тепловой расчет конденсатора	177
12-4. Надежная работа конденсатора и конденсационной установки	181

РАЗДЕЛ ВТОРОЙ

ГАЗОТУРБИННЫЕ УСТАНОВКИ

Часть первая

ТЕОРИЯ ТЕПЛОВЫХ ПРОЦЕССОВ В ГАЗОТУРБИННЫХ УСТАНОВКАХ

Глава тринадцатая. Термодинамические основы и тепловые процессы газотурбинных установок	188
13-1. Основные сведения о газотурбинных установках	188
13-2. Принципиальные схемы газотурбинных установок	189
13-3. Процесс расширения газа в направляющих каналах газовой турбины	191
13-4. Процесс сжатия воздуха на лопатках осевого компрессора	193
13-5. Тепловые циклы простых ГТУ непрерывного горения	195
13-6. Тепловые схемы и циклы сложных ГТУ	197
13-7. Использование при расчетах ГТУ T_s и h_s -диаграммы для воздуха и продуктов сгорания	198
13-8. Тепловой расчет камеры сгорания ГТУ	199
13-9. Коэффициент полезного действия и мощность газовой турбины и компрессора	201

Часть вторая

ТЕПЛОВЫЕ РАСЧЕТЫ, РЕЖИМЫ РАБОТЫ, КОНСТРУКЦИИ ГАЗОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК

Глава четырнадцатая. Расчет, режимы работы, регулирование и конструкция ГТУ	204
14-1. Особенности расчета многоступенчатых газовых турбин	204
14-2. Переменные режимы работы ГТУ	208
14-3. Схемы регулирования ГТУ	211
14-4. Конструкции газовых турбин	212

ПРИЛОЖЕНИЯ

Приложение 1

Основные типы стационарных паровых турбин для привода электрических генераторов, выпускаемых заводами СССР согласно ГОСТ 3618-69	219
--	-----

Приложение 2

Единицы измерения	221
Список литературы	222

6П2.23
Ш 70
УДК [621.165+621.438](0.75)

Шляхин П. Н.

Ш 70 Паровые и газовые турбины. Учебник для техникумов. Изд. 2-е, перераб. и доп., М., «Энергия», 1974.

224 с. с ил.

В книге рассматриваются теоретические основы теплового процесса стационарных паровых и газовых турбин; даются основные сведения о паровых режими на работы; приводятся техничеcкие характеристики современных типов паровых и газовых турбин; рассматриваются их конструкции; сообщаются необходимые сведения об их регулировании и защите; приводятся сведения о расчете на прочность деталей турбин и приводятся примеры их расчета; сообщаются основные сведения о конденсационных устройствах; рассматриваются принципы конструирования конденсаторов, их тепловой расчет, а также вспомогательное оборудование конденсационных установок.

Книга предназначена в качестве учебника для учащихся энергетических техникумов, специализирующихся по паротурбинным установкам.

Ш 30303-558
051(01)-74 6-74

6П2.23

© Издательство «Энергия», 1974 г.

ПАВЕЛ НИКОЛАЕВИЧ ШЛЯХИН

ПАРОВЫЕ И ГАЗОВЫЕ ТУРБИНЫ

Редактор В. П. Новодережкин
Редактор издательства А. А. Кузнецов
Переплет художника А. А. Иванова
Технический редактор Л. В. Иванова
Корректор В. С. Антипова

◆ ◆ ◆

Сдано в набор 26/IV 1974 г. Подписано к печати 22/X 1974 г. Т-15307
Формат 84×106¹/₁₆ мм Бумага типографская № 3
Усл. печ. л. 23,62 + 6 вкладок Уч.-изд. л. 31,25
Тираж 15 000 экз. Зак. 769 Цена 1р. 46 к.

◆ ◆ ◆

Издательство «Энергия», Москва, М-114, Шлюзовая наб., 10.

◆ ◆ ◆

Московская типография № 10 Союзполиграфпрома при Государственном комитете Совета Министров СССР по делам издательств, полиграфии и книжной торговли, Шлюзовая наб., 10.

ПРЕДИСЛОВИЕ КО ВТОРОМУ ИЗДАНИЮ

Книга предназначена в качестве учебника по паровым и газовым турбинам для учащихся энергетических техникумов.

В соответствии с новой учебной программой по паровым и газовым турбинам для энергетических техникумов в настоящем издании (в отличие от предыдущего) сначала излагается материал по паровым турбинам, а затем — по газовым.

Раздел первый книги, в котором излагаются материалы по паротурбинным установкам, состоит из трех частей.

В первой части дается теория тепловых процессов, происходящих в паровых турбинах. Приводятся сведения о расчетных и нерасчетных режимах работы паровых турбин, основные положения, необходимые для расчета осевого усилия в паровых турбинах реактивного и активного типа; излагаются вопросы комбинированной выработки электрической и тепловой энергии.

По сравнению с первым изданием переработаны параграфы, посвященные переменному режиму работы паровых турбин и работе систем их регулирования. Существенно перера-

ботаны главы, в которых описываются конструкции паровых турбин.

Вторая часть посвящена рассмотрению конструкций паровых турбин и расчету основных деталей на прочность.

В третьей части сообщаются основные данные о конденсационных установках, конденсации пара, тепловом расчете конденсатора и принципах его конструирования, а также приводятся сведения о воздухоотсасывающих устройствах.

Второй раздел, посвященный газотурбинным установкам, состоит из двух частей, в которых рассматриваются теория тепловых процессов в газотурбинных установках и конструкции газовых турбин и компрессоров.

Параграфы 9-1, 9-2 написаны автором совместно с инженером Н. П. Шляхиным.

Автор будет благодарен читателям книги за рекомендации, которые они сочтут возможным направить ему через издательство «Энергия» или Управление учебными заведениями Министерства энергетики и электрификации СССР.

Автор

ВВЕДЕНИЕ

Паровая или газовая турбина является силовым двигателем, в котором потенциальная энергия пара или газа превращается в кинетическую, а кинетическая в свою очередь преобразуется в механическую энергию вращения вала. Вал турбины непосредственно или при помощи зубчатой передачи соединяется с рабочей машиной. В зависимости от назначения рабочей машины паровая или газовая турбина может быть применена в самых различных областях промышленности: в энергетике, на транспорте, в морском и речном судоходстве, в авиации и т. д. Паровые и газовые турбины, как силовые двигатели, в промышленности

ко конденсатного насоса, подающего конденсат в систему;
регенеративных подогревателей;
деаэратора, в котором удаляется кислород из питательной воды;
питательного насоса, подающего питательную воду в парогенератор;
Электрического генератора, вырабатывающего электрическую энергию.
Пар, поступающий из котла в турбину, вызывает свежий паром.
Газотурбинная установка состоит из:
воздушного компрессора, сжимающего

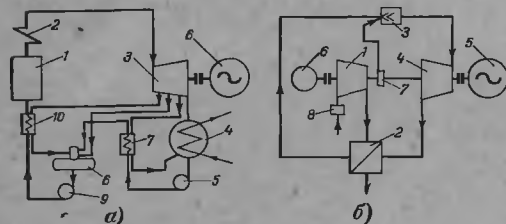


Рис. В-1. Простейшие схемы паро- и газотурбинных установок.

а — паротурбинная установка: 1 — парогенератор; 2 — пароперегреватель; 3 — правая турбина; 4 — конденсатор; 5 — конденсатный насос; 6 — электрический генератор; 7 — подогреватель низкого давления; 8 — деаэратор; 9 — питательный насос; 10 — подогреватель высокого давления; б — газотурбинная установка: 1 — воздушный компрессор; 2 — регенератор; 3 — камера сгорания; 4 — газовая турбина; 5 — электрический генератор; 6 — пусковой электрический двигатель; 7 — топливный насос; 8 — фильтр для очистки воздуха.

и энергетике могут быть использованы только в сочетании с другим энергетическим оборудованием.

Простейшие принципиальные схемы паротурбинной и газотурбинной установок показаны на рис. В-1.

Паротурбинная установка состоит из: парогенератора, в котором питательная вода под соответствующим давлением превращается в сухой насыщенный пар; пароперегревателя, в котором осуществляется повышение температуры пара до заданной величины;

турбины, в которой потенциальная энергия пара превращается в кинетическую, а последняя — в механическую энергию на валу; конденсатора, предназначенного для конденсации отработавшего пара турбины;

щего атмосферный воздух до требуемого давления;

регенератора, в котором воздух из компрессора подогревается за счет тепла отработавших газов турбины;

камеры сгорания, где происходит сгорание топлива;

газовой турбины; электрического генератора; пускового электродвигателя; фильтров для очистки воздуха.

Преобразование потенциальной энергии пара или газа в механическую энергию вращения вала турбины осуществляется различным образом, и в зависимости от характера преобразования потенциальной энергии рабочего тела в кинетическую энергию струи различают активные и реактивные турбины.

Часть первая

ТЕОРИЯ, ТЕПЛОВЫЕ РАСЧЕТЫ И КОНСТРУКЦИИ ПАРОВЫХ ТУРБИН

Глава первая

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ПАРОВЫХ ТУРБИНАХ

1-1. ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ О ПАРОВЫХ ТУРБИНАХ

Простейшая одноступенчатая паровая турбина активного типа состоит из следующих основных частей (рис. 1-1): сопла 4, вала 1 и диска 2 с рабочими лопатками 3, закрепленными на ободе диска. Вал 1 вместе с диском 2 составляет важнейшую часть турбины и носит название ротора. Ротор заключен в корпусе турбины 5. Шейки вала лежат в опорных подшипниках (опорные подшипники на рис. 1-1 не показаны).

Расширение пара от начального до конечного давления происходит в одном сопле или группе сопел, закрепленных в корпусе перед рабочими лопатками вращающегося диска. Понижение давления пара в сопловых каналах сопровождается уменьшением его энтальпии; в соплах срывается перепад тепла, который затрачивается на получение кинетической энергии паровой струи. В процессе расширения скорость пара в соплах возрастает от начальной величины c_0 перед соплом до c_1 за соплами.

В каналах рабочих лопаток происходит снижение абсолютной скорости от c_1 до c_2 ; кинетическая энергия пара снижается. При воздействии струи

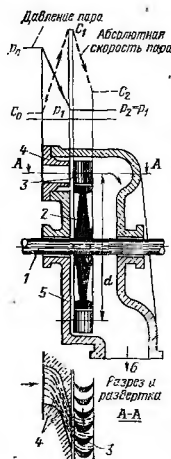


Рис. 1-1. Схематический разрез одноступенчатой активной турбины.

1 — вал; 2 — диск; 3 — рабочие лопатки; 4 — сопло; 5 — корпус; 6 — выпускной патрубок.

пара на рабочие лопатки часть его кинетической энергии преобразуется в механическую работу на валу ротора турбины.

Турбины, в которых весь процесс расширения и, следовательно, ускорения пара идет только в неподвижных каналах (соплах), а на рабочих лопатках происходит только превращение кинетической энергии в механическую работу без дополнительного расширения паровой струи, называют активными.

Мощность одноступенчатых активных паровых турбин даже при окружной скорости, достигающей 350 м/сек, не превышает 500—800 квт. Мелкие одноступенчатые турбины активного типа строятся и строятся на значительные числа оборотов. Первая паровая

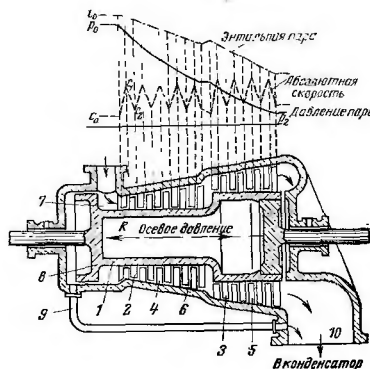


Рис. 1-2. Схематический разрез реактивной турбины большой мощности.

1 — барабан ротора; 2 и 3 — рабочие лопатки; 4 и 5 — направляющие лопатки; 6 — корпус; 7 — кольцевая камера подвода свежего пара; 8 — разгрузочный вращень; 9 — соединительный паропровод; 10 — выпускной патрубок.

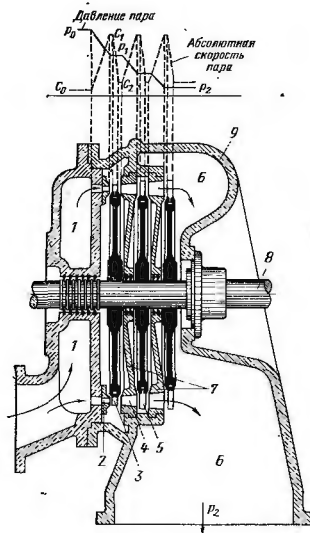


Рис. 1-3. Продольный разрез активной турбины с тремя ступенями давления.

1 и 6 — камеры свежего и отработавшего пара; 2 и 4 — сопла; 3 и 5 — рабочие лопатки; 7 — диафрагмы; 8 — вал; 9 — корпус турбины.

турбина шведского инженера Густава Лавалля работала при 30 000 об/мин и для передачи вращающего момента потребителю механической энергии была снабжена редуктором. Небольшая мощность в одном агрегате, малая экономичность таких турбин и в ряде случаев необходимость установки редуктора ограничивает область применения одноступенчатых активных паровых турбин.

По иному принципу работает турбина, представленная на рис. 1-2. Свежий пар к лопаткам турбины поступает из камеры 7. В неподвижном корпусе 6 и на внешней стороне вращающегося барабана 1 (ротора) закреплены соответственно направляющие и рабочие лопатки, образующие каналы для прохода пара. Из камеры 7 пар, протекая через межлопаточные каналы, поступает в выпускной патрубок 10. По пути движения из камеры 7 к патрубку 10 пар постепенно расширяется от начального давления p_0 до конечного давления p_2 . Расширение пара и понижение энтальпии происходит во всех межлопаточных каналах как подвижных, так и неподвижных. Сначала свежий пар из камеры 7 поступает в каналы

первого ряда направляющих лопаток, закрепленных в корпусе 6. Из каналов неподвижных направляющих лопаток первого ряда пар поступает в каналы первого ряда рабочих лопаток, закрепленных на вращающемся барабане 1. Из каналов рабочих лопаток первого ряда пар направляется в каналы неподвижных лопаток второго ряда и т. д., проходя последовательно через каналы всех рядов направляющих и рабочих лопаток.

Пар, покидающий последний ряд подвижных лопаток турбины, называется отработавшим.

Два смежных ряда лопаток, закрепленных соответственно в корпусе и на барабане (роторе), образуют так называемую ступень. Турбину, имеющую несколько последовательно расположенных рядов неподвижных (направляющих) лопаток и соответственно такое же количество рядов подвижных (рабочих) лопаток, называют многоступенчатой. Все ступени турбины составляют ее проточную часть.

В рассмотренной на рис. 1-2 турбине в отличие от предыдущей расширение пара происходит как в направляющих (неподвижных) каналах, так и в рабочих (подвижных). Турбины, в которых расширение пара происходит не только в направляющих, но и в рабочих каналах, причем общий перепад тепла в ступени распределяется приблизительно поровну между ними, называют реактивными.

Кривая $p_0 - p_2$ на рис. 1-2 показывает изменение давления пара, а ломаная пунктирная линия характеризует изменение абсолютной скорости по ступеням турбины. Скорость c_1 приобретает за счет теплоперепада на направляющих лопатках. Работа на валу турбины создается за счет уменьшения кинетической энергии потока и за счет теплоперепада на рабочих лопатках.

Верхняя кривая изображает изменение энтальпии пара по ступеням турбины, которая непрерывно понижается как в направляющих каналах, так и в каналах рабочих лопаток.

Промышленная конструкция турбины, работающей по такому принципу, впервые была предложена в 1884 г. английским инженером Парсонсом.

Дальнейшее развитие одноступенчатой турбины Лавалля привело к появлению в 1900 г. многоступенчатой активной паровой турбины, идея создания которой заключалась в том, что для расширения пара использовалась уже не одна группа сопел, а несколько последовательно расположенных групп, образующих вместе с рабочими лопатками несколько ступеней турбины. Расширение пара происходило в соплах каждой ступени, а на рабочих лопатках совершалось только преобразование кинетической энергии пара в механическую работу.

Схема такой турбины представлена на рис. 1-3. На валу 8 турбины насажено три диска с закрепленными на них рабочими лопатками. Между каждой парой соседних дисков находится неподвижные перегородки, называемые диафрагмами. Диафрагмы закреплены в корпусе 9 турбины; в них имеются сопла для расширения пара. Из камеры 1 свежий пар проходит через сопловые и рабочие каналы следующих одна за другой ступеней турбины. В соплах первой ступени давление пара понижается от p_0 до p_1 , а скорость возрастает от c_0 до c_1 . На рабочих лопатках первой ступени скорость пара понижается от c_1 до c_2 , т. е. происходит преобразование кинетической энергии пара в механическую работу, передаваемую на вал турбины.

В двух следующих ступенях турбины происходит аналогичный процесс преобразования потенциальной энергии пара в кинетическую, а последней — в работу на валу. По мере движения пара от ступени к ступени его давление снижается от начального значения p_0 до конечного p_n .

В том же 1900 г. Кертис предложил одноступенчатую паровую турбину с двумя ступенями скорости. Схематичный чертеж турбины такого типа представлен на рис. 1-4. В соплах 4 турбины происходит понижение давления от p_0 до конечного значения p_n . За счет перепада давлений скорость пара в соплах увеличивается от начальной величины c_0 до c_1 . На первом и втором рядах рабочих лопаток происходит превращение кинетической энергии пара в работу на валу турбины. При этом скорость рабочего тела на рабочих лопатках понижается, на первом венте от c_1 до c_2 , а на втором — от c'_1 до c'_2 . В каналах направляющих лопаток 7 происходит лишь изменение направления струи потока при одновременном понижении скорости от c_2 до c'_1 из-за небольшой потери энергии. В верхней части рис. 1-4 представлены графики изменения давления p рабочего тела и абсолютной скорости потока c .

Двухвентный диск имеет более низкий к. п. д. вследствие ряда дополнительных потерь, отсутствующих у одновентной ступени. Основными преимуществами турбин со ступенями скорости является простота их конструкции, компактность, невысокая стоимость, надежность в работе и простота обслуживания.

Однако вследствие низкой экономичности и малой единичной мощности турбины этого типа имеют ограниченное применение, их используют, например, для привода центробежных насосов, эксгаустеров, судовых генераторов и других машин небольшой мощности.

На рис. 1-5 представлена однодисковая двухвентная паровая турбина Невского машиностроительного завода имени Ленина

(НЗЛ) с начальными параметрами пара 11 бар и 325°C и давлением отработавшего пара 4,5 бар, предназначенная для привода эксгаустера.

Вал турбины с насаженным диском 1 лежит в двух подшипниках 5 и 7. Подшипник 5 является кобинированным опорно-упорным. Упорный подшипник предназначен для восприятия осевых усилий и фиксации ротора в осевом направлении. Свежий пар поступает к соплам 2 через пять регулирующих клапанов 4. Подвод пара в проточную часть турбины обеспечивается последовательным открытием регулирующих клапанов. Каждый клапан подводит пар к самостоятельной группе сопел, в чем и состоит сопловое (количественное) парораспределение. Отработавший пар отводится из турбины через выпускной патрубок. Для уменьшения утечек пара из турбины с обеих сторон диска предусмотрены концевые лабиринтовые уплотнения. Зубчатый масляный насос 8 предназначен для подачи масла на смазку подшипников и в систему регулирования. Подшипники турбины расположены в специальных корпусах 9 и 10.

Турбины рассмотренных типов называются осевыми (или аксиальными), так как движение рабочего тела в них происходит вдоль оси турбины.

Наряду с осевыми турбинами в первой четверти XX в. были разработаны конструкции радиальных паровых турбин, в которых поток пара движется в направлениях, перпендику-

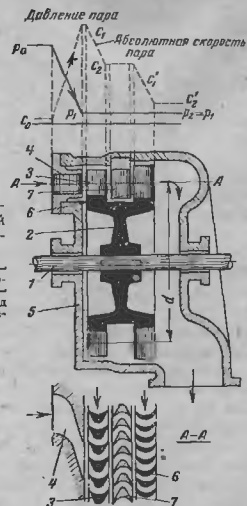


Рис. 1-4. Схематический разрез активной турбины с двумя ступенями скорости.

1 — вал; 2 — диски; 3 — первый ряд рабочих лопаток; 4 — сопла; 5 — корпус; 6 — второй ряд рабочих лопаток; 7 — направляющие лопатки.

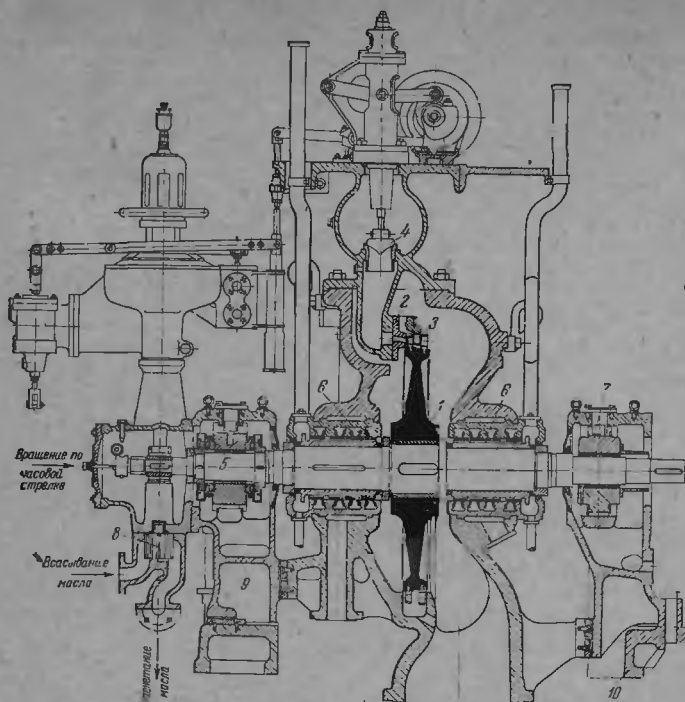


Рис. 1-5. Паровая турбина Невского завода им. Ленина (НЗЛ).

1 — диск с двумя ступенями скорости; 2 — сопло; 3 — направляющие лопатки; 4 — регулирующая лопатка; 5 — комбинированный опорно-упорный подшипник; 6 — переднее и заднее комбинированные лабиринтные уплотнения; 7 — задний опорный подшипник; 8 — зубчатый масляный насос; 9 и 10 — передний и задний ступицы турбины.

лярных к оси турбины, т. е. радиально. Первая радиальная турбина была предложена братьями Юнгстрем в 1910 г. Принципиальная схема такой турбины показана на рис. 1-6.

Турбина состоит из дисков 1 и 2, расположенных на концах валов 4 и 5. На обращенных друг к другу поверхностях дисков закреплены рабочие лопатки 6 и 7, собранные в кольцевых обоймах. Пар из паропровода 3 через отверстия в дисках поступает в центральную камеру, а из нее, пройдя через каналы всех рядов рабочих лопаток, направляется в выпускной патрубок корпуса 8 турбины.

Расширение пара от начального давления p_0 до давления p_2 происходит в каналах всех рядов вращающихся рабочих лопаток. Неподвижных (направляющих) лопаток в этой турбине нет, все лопатки являются подвижными, т. е. рабочими. Валы 4 и 5 вместе с насаженными на них дисками и рабочими лопатками вращаются в противоположных направлениях. Такие турбины являются чисто реактивными.

Радиальные паровые турбины строятся

также с неподвижными направляющими лопатками; в этом случае они работают по такому же принципу, как и рассмотренные выше осевые реактивные турбины.

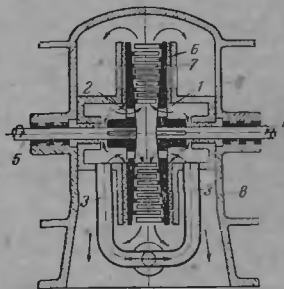


Рис. 1-6. Принципиальная схема радиальной турбины. 1 и 2 — диски; 3 — подвод свежего пара; 4 и 5 — валы; 6 и 7 — рабочие лопатки; 8 — корпус.

1-2. КЛАССИФИКАЦИЯ ПАРОВЫХ ТУРБИН

В зависимости от конструктивных особенностей, характера теплового процесса, параметров свежего и отработавшего пара и использования в промышленности паровые турбины можно подразделить на следующие основные типы:

1. По числу ступеней:

а) одноступенчатые турбины с одной или несколькими ступенями скорости; эти турбины (обычно небольшой мощности) применяются главным образом для привода центробежных насосов, вентиляторов и других аналогичных механизмов;

б) многоступенчатые турбины активного и реактивного типов малой, средней и большой мощности.

2. По направлению потока пара:

а) осевые турбины, в которых поток пара движется вдоль оси турбины;

б) радиальные турбины, в которых поток пара движется в плоскости, перпендикулярной оси вращения турбины; иногда одна или несколько последних ступеней мощных радиальных конденсационных турбин выполняются осевыми. Радиальные турбины в свою очередь подразделяются на имеющие неподвижные направляющие лопатки и на имеющие только вращающиеся рабочие лопатки.

3. По числу корпусов (цилиндров):

а) однокорпусные (одноцилиндровые);

б) двухкорпусные (двухцилиндровые);

в) многокорпусные (многоцилиндровые).

Многоцилиндровые турбины, у которых валы отдельных корпусов составляют продолжение один другого и присоединены к одному генератору, называются одновальными; турбины с параллельным расположением валов называются многовальными. В последнем случае каждый вал имеет свой генератор.

4. По принципу парораспределения:

а) турбины с дроссельным парораспределением, у которых свежий пар поступает через один или несколько одновременно (в зависимости от развиваемой мощности) открывающихся клапанов, в настоящий момент не находят применения;

б) турбины с сопловым парораспределением, у которых свежий пар поступает через два или несколько последовательно открывающихся регулируемых клапанов;

в) турбины с обводным парораспределением, у которых, кроме подвода свежего пара к соплам первой ступени, имеется подвод свежего пара к одной, двум или даже трем промежуточным ступеням (устаревшие турбины).

5. По принципу действия пара:

а) активные турбины, в которых потенциальная энергия пара превращается в кинети-

ческую в каналах между неподвижными лопатками или в соплах, а на рабочих лопатках кинетическая энергия пара превращается в механическую работу; в применении к современным активным турбинам это понятие несколько условно, так как они работают с некоторой степенью реакции на рабочих лопатках, возрастающей от ступени к ступени по направлению хода пара, особенно в конденсационных турбинах. Турбины активного типа выполняются только осевыми;

б) реактивные турбины, в которых расширение пара в направляющих и рабочих каналах каждой ступени происходит примерно в одинаковой степени. Эти турбины могут быть как осевыми, так и радиальными, а последние в свою очередь могут выполняться как с неподвижными направляющими лопатками, так и с только вращающимися рабочими лопатками.

6. По характеру теплового процесса:

а) конденсационные турбины с регенерацией; в этих турбинах основной поток пара при давлении ниже атмосферного направляется в конденсатор. Так как скрытая теплота парообразования, выделяющаяся при конденсации отработавшего пара, у данного типа турбин полностью теряется, то для уменьшения этой потери из промежуточных ступеней турбины осуществляется частичный, нерегулируемый по давлению отбор пара для подогрева питательной воды; количество таких отборов бывает от 2—3 до 8—9;

б) конденсационные турбины с одним или двумя регулируемым (по давлению) отборам пара из промежуточных ступеней для производственных и отопительных целей при частичном пропуске пара в конденсатор;

в) турбины с противодавлением, тепло отработавшего пара которых используется для отопительных или производственных целей. К этому типу турбин, хотя и несколько условно, можно отнести также и турбины с уходящим вакуумом, у которых тепло отработавшего пара может использоваться для отопления, горячего водоснабжения или технологических целей;

г) предвключенные турбины (это также турбины с противодавлением), но их отработавший пар используется для работы в турбинах среднего давления. Такие турбины обычно работают при высоких параметрах свежего пара и применяются при надстройке¹

¹ Под надстройкой электростанции понимают установку на ней котлов высокого, сверхвысокого и сверхкритического давлений и предвключенных турбин в качестве блока высокого давления на базе существующей станции среднего давления.

электростанций средних параметров с целью повышения экономичности их работы;

д) турбины с противодавлением и регулируемым по давлению отбором пара из промежуточной ступени. Турбины этого типа предназначены для снабжения потребителя паром различных параметров;

е) турбины мягкого пара, использующие для выработки электроэнергии отработавший пар молотов, прессов и паровых поршневых машин;

ж) турбины двух и трех давлений с подводом отработавшего пара различных давлений к промежуточным ступеням турбины.

Турбины, перечисленные в п. «б»—«д», кроме регулируемых отборов пара, обычно имеют нерегулируемые отборы для регенерации.

7. По параметрам свежего пара¹ (см. приложение I, табл. 1 и 2):

а) турбины среднего давления, работающие на свежем паре с давлением 34,3 бар и температурой 435 °С;

б) турбины повышенного давления, работающие на свежем паре с давлением 88 бар и температурой 535 °С;

в) турбины высокого давления, работающие на свежем паре с давлением 127,5 бар и температурой 565 °С, с промежуточным перегревом пара до температуры 565 °С;

г) турбины сверхкритических параметров, работающие на свежем паре с давлением 235,5 бар и температурой 560 °С с промежуточным перегревом пара до температуры 565 °С.

8. По использованию в промышленности:

а) турбины стационарного типа с постоянным числом оборотов, предназначенные для привода электрических генераторов;

б) турбины стационарного типа с переменным числом оборотов, предназначенные для привода воздуходувок, вентиляторов, насосов и т. д.;

в) турбины нестационарного типа с переменным числом оборотов; турбины этого типа находят применение на судах (судовые турбины) и на железнодорожном транспорте (турбокомпоновки).

Все перечисленные турбины разных типов в зависимости от их необходимости соединяются с рабочими машинами непосредственно или при помощи различных передач, снижающих число оборотов.

¹ Такое подразделение по параметрам пара является условным и отражает периоды исторического развития турбостроения в СССР.

1.3. КРАТКИЕ СВЕДЕНИЯ О РАЗВИТИИ ПАРОВЫХ

ТУРБИН

До Великой Октябрьской социалистической революции турбостроение в нашей стране развивалось очень медленно. Первая паровая турбина мощностью 200 кет была выпущена в 1907 г. единственным строившим тогда в России турбины Петербургским металлическим заводом (ныне ленинградский Металлический завод имени ХХII съезда КПСС — ЛМЗ). За период с 1907 по 1913 г. этот завод построил всего 26 паровых турбин с наибольшей мощностью 1250 кет в одном агрегате. С началом первой мировой войны турбостроение в России практически прекратилось. Отечественное турбостроение возобновилось лишь в 1923 г.

Турбины ЛМЗ. В 1924 г. ЛМЗ выпустил турбину мощностью 2000 кет. Производство турбин стало развиваться особенно быстрыми темпами в период первой и особенно последующих пятилеток. В 1931 г. на заводе «Красный путиловец» (ныне Кировский завод) в Ленинграде было начато строительство турбин малой и средней мощности от 2500 до 12 000 кет, в основном транспортного и специального назначения.

До 1931 г. все турбостроение в СССР было сосредоточено на ЛМЗ. В течение первой пятилетки ЛМЗ создавал турбины мощностью до 50 000 кет.

Начиная со второй пятилетки ЛМЗ перешел на производство конденсационных турбин мощностью 24 000, 50 000 и 100 000 кет, рассчитанных на параметры пара 28,5 бар и 400 °С. В это же время была разработана конструкция теплофикационной турбины мощностью 25 000 кет на те же параметры пара и построены первые образцы. Кроме того, ЛМЗ построил предвключенную турбину на параметры пара 123 бар и 450 °С. Создание турбины мощностью 100 000 кет на 3000 об/мин, уникальной в то время в мировом турбостроении, и крупных теплофикационных турбин было большим достижением ЛМЗ.

Начиная с 1946—1947 гг. ЛМЗ выпустил серию конденсационных турбин мощностью от 25 000 до 100 000 кет при 3000 об/мин с начальными параметрами пара 88 бар и 500 °С.

В 1952 г. ЛМЗ построил паровую турбину мощностью 150 Мет¹ с промежуточным перегревом пара до 565 °С, а затем вскоре перешел на серийное производство турбин мощностью 200 и 300 Мет, рассчитанных на параметры свежего пара 127,5 и 235,5 бар и 560 °С с промежуточным перегревом пара 565 °С, которые нашли широкое применение на электростанциях СССР.

¹ 1 Мет = 1 000 кет

В 1964—1965 гг. ЛМЗ построил двухвальную паровую турбину мощностью 800 Мвт на параметры свежего пара 235,5 бар и 560 °С с промежуточным перегревом пара до 565 °С. Эта турбина эксплуатируется на Славянской ГРЭС. На этой же ГРЭС установлена одновальная турбина ЛМЗ мощностью 800 Мвт, имеющая те же параметры свежего пара, что и двухвальная турбина.

В настоящее время ЛМЗ строит турбину единичной мощностью 1200 Мвт на сверхкритические параметры пара.

Турбины ХТГЗ. В 1934 г. Харьковский турбогенераторный завод им. С. М. Кирова (ХТГЗ), начал строить одноцилиндровые турбины мощностью 50 000 кВт. В 1938 г. этот завод уже выпустил турбину мощностью 100 000 кВт при 1 500 об/мин на параметры пара 28,5 бар и 400 °С.

В послевоенные годы ХТГЗ также выпустил серии паровых турбин мощностью по 25 000 и 100 000 кВт как предвключенного, так и конденсационного типа на начальные параметры пара 89 бар и 500—535 °С. На электростанциях СССР работают паровые турбины ХТГЗ мощностью 160, 300 и 500 Мвт с параметрами свежего пара 127,5 и 235,5 бар, с промежуточным перегревом пара 565 °С.

В настоящее время ХТГЗ разворачивает работу по выпуску паровых турбин для атомных электростанций. Завод выпускает турбины мощностью 75 Мвт типа К-75-30 и 220 Мвт типа К-220-44 на 3000 об/мин с давлением свежего пара 29,4 и 43,2 бар, а также турбины мощностью по 500 Мвт на 1500 и 3000 об/мин с давлением 65 бар типа К-500-65 и готовится к выпуску турбин мощностью 1000 Мвт типа К-1000-65 на 1500 об/мин. Эти турбины пред-

назначаются для Ленинградской, Кольской, Смоленской, Курской атомных электростанций.

Турбины НЗЛ. В 1936 г. турбостроение начало развиваться на Невском машиностроительном заводе им. Ленина (НЗЛ). Завод, кроме выпуска паровых турбин средней мощности для привода электрических генераторов, выпускает специальные паровые турбины для привода энергопоездов, компрессоров и воздухопроводов, являясь крупным поставщиком этого оборудования.

Турбины УТМЗ. Перед началом Отечественной войны вступил в строй Уральский турбомоторный завод (УТМЗ), который строит теплофикационные турбины с регулируемыми отборами пара мощностью 12 000, 25 000, 50 000 и 100 000 кВт. Турбины УТМЗ нашли широкое применение на теплоэлектростанциях Советского Союза и за рубежом. УТМЗ построил серию теплофикационных турбин мощностью 250—300 Мвт на давление свежего пара 235 бар и температуру 560 °С с промежуточным перегревом пара до 565 °С.

Турбины КТЗ. В 1950 г. вступил в строй Калужский турбинный завод (КТЗ), который выпускал турбины мощностью от 2500 до 25 000 кВт, рассчитанные на параметры пара 34,5 и 88 бар и 435 и 535 °С.

Пятилетним планом развития народного хозяйства СССР на 1971—1975 гг. предусматривается ввод в действие электростанций общей мощностью 65—67 млн. кВт, преимущественно за счет строительства тепловых электростанций с установкой на них крупных энергетических блоков, оснащенных конденсационными турбинами мощностью 300, 500, 800 и 1200 Мвт и теплофикационными турбинами мощностью 100 и 250—300 Мвт.

Глава вторая

НЕКОТОРЫЕ СВЕДЕНИЯ ИЗ ГАЗОДИНАМИКИ

2-1. ОБЩИЕ ПОНЯТИЯ О ТЕЧЕНИИ ЖИДКОСТИ

■ ПОЛОЖИТЕЛЬНЫЕ НАПРАВЛЕНИЯ

В основу расчета лопаточных каналов турбинных ступеней была положена струйная теория течения жидкости Эйлера¹, которая основана на предположении, что поток жидкости является плоскопараллельным и что все параметры при движении жидкости изменяются только в одном направлении. Такому предположению отвечает течение жидкости вдоль линий тока, при котором параметры течения интенсивно меняются только в одном направ-

лении, а именно вдоль линий тока, при весьма слабом их изменении в двух других направлениях. Линией тока принято называть такую линию, выделенную из общего потока, в каждой точке которой вектор скорости направлен по касательной к этой линии. Кроме линий тока в курсах газодинамики рассматривают течения элементарных струек. Элементарной струйкой в потоке называют ту часть жидкости, которая ограничена поверхностью, состоящей из линий тока. Таким образом, с точки зрения струйной теории Эйлера поток жидкости нужно рассматривать состоящим из конечного числа элементарных струй. Большим преимуществом струйной теории течения жидкости является ее простота.

¹ Жидкость здесь рассматривается в широком смысле: в ее понятие входят жидкость, воздух, водяной пар и любой газ.

Струйная теория позволяет достаточно просто определять важные параметры турбинной ступени: среднее направление потока за лопатками, его скорость, вращающий момент на лопатках турбинной ступени, а также работу отдельной ступени и турбины в целом. В силу своей простоты эта теория нашла большое признание у конструкторов турбин, широко применялась ими на первой стадии турбостроения и до сих пор используется в расчетах турбомашин. Однако действительный характер течения потока в турбинной ступени не отвечает гипотезе струйного течения. Течение пара в турбинной ступени более сложно и по существу имеет пространственный характер.

Особенности течения пара в турбинной ступени зависят от формы каналов, высот лопаток, от условий входа потока в лопаточные каналы и т. д. Межлопаточные каналы турбинной ступени образуются профильными поверхностями лопаток и торцовыми стенками. Течение пара через эти каналы сопряжено с некоторой потерей скорости, и чем больше ее потери при обтекании профилей и торцов, образующих лопаточные каналы, тем ниже к. п. д. турбинной ступени и турбины в целом. Величина потерь в турбинной ступени в основном зависит от геометрических характеристик направляющих и рабочих лопаток, от параметра u/c_a и от критериев Re и M . Газодинамические исследования решеток показывают, что на потери энергии, помимо указанных параметров, значительное влияние может оказывать структура потока на входе в лопатки, проявляющаяся в виде неравномерности скоростей и направлений течения по высоте и шагу решеток.

1.1. ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ РЕШЕТОК

Набор сопловых и рабочих лопаток турбинной ступени представляет собой замкнутые кольцевые решетки. Плоской решеткой принято называть бесконечный ряд лопаток, состоящий из тождественных профилей, установленных на одинаковом расстоянии друг от друга. Расстояние между двумя сходственными точками смежных профилей в решетке называется шагом и обозначается буквой t (рис. 2-1). Для плоских решеток шаг по высоте лопаток постоянный. В кольцевых решетках шаг с увеличением диаметра возрастает. Размеры a_1 и a_2 определяют ширину выходных сечений межлопаточных каналов сопловых и рабочих лопаток. Ширина решеток сопловых и рабочих лопаток имеет размеры B .

Размер b между точками n и k средней линии профиля (пунктирная линия на рис. 2-2) называется хордой и является одним из харак-

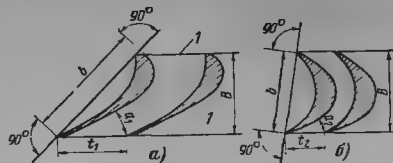


Рис. 2-1. Профили сопловой и рабочей лопатки в форме межлопаточных каналов.

a — сопловые лопатки; b — рабочие лопатки. t — плоскости, перпендикулярные оси турбины.

терных размеров профиля как сопловых, так и рабочих лопаток. В заводской практике за хорду часто принимают проекцию профиля на касательную к двум точкам — размер b (рис. 2-1). Так как современные профили лопаток, как правило, имеют криволинейные очертания, то за расчетный угол β_1 потока, набегающего на лопатку, принимают угол, образованный направлением касательной (линия 2) в точке k к средней линии профиля (пунктирная линия kk_0n) и направлением линии l (рис. 2-2). Направление потока по касательной при входе на лопатку условно называют безударным входом. Отклонение угла направления потока пара от касательной (от линии 2) соответствует нерасчетным условиям на входе в межлопаточные каналы и сопряжено с дополнительными потерями. Угол между направлением потока и направлением касательной называется углом атаки i . При угле β_n потока, меньшем расчетного угла β_1 , угол атаки i будет положительным, $i = \beta_1 - \beta_n > 0$, и, наоборот, при $\beta'_n > \beta_1$ угол i' — отрицательным, т. е. $i' = \beta_1 - \beta'_n < 0$.

Исследования показывают, что уменьшение угла входа потока (положительный угол атаки) приводит к более резкому увеличению потерь, чем такое же его увеличение (отрица-

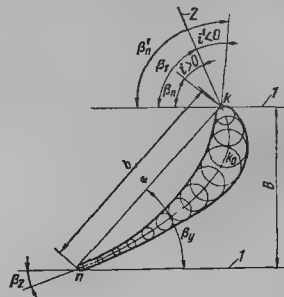


Рис. 2-2. Профиль сопловой лопатки и угол установки.

l — плоскость, перпендикулярная оси турбины; 2 — касательная к средней линии профиля.

тельный угол атаки). На лопатках активных решеток влияние угла атаки на потери сказывается более сильно, чем на лопатках реактивных решеток. Поток пара при входе как на сопловые, так и на рабочие лопатки турбинной ступени встречает входные кромки, обтекание которых сопряжено с потерями энергии. Величина этих потерь зависит от угла атаки, формы входных кромок лопаток, формы каналов и т. д.

Лопатки одинакового сечения по высоте и одинакового угла установки β_y (рис. 2-2) называют лопатками постоянного профиля. Лопатки переменного сечения по высоте, но с одинаковым углом установки называют лопатками переменного профиля. Лопатки с переменным сечением по высоте и переменным углом установки называют лопатками переменной формы закрученного типа.

Для обобщения экспериментальных результатов газодинамических исследований решеток профилей вводят два безразмерных геометрических параметра: относительный шаг $\bar{t} = l/b$ и относительную высоту $\bar{l} = l/b$. Экспериментально установлено, что для заданного профиля лопаток потери в решетках и к. п. д. зависят от $\bar{t}$, β_y , $\bar{l}$, а также ряда других факторов.

2-3. СИЛОВОЕ ВОЗДЕЙСТВИЕ ПОТОКА НА ЛОПАТКИ

Представим себе плоскопараллельный поток жидкости, встречающий на своем пути решетку с неограниченным числом лопаток, и рассмотрим его силовое воздействие на единичную лопатку (рис. 2-3). На некотором расстоянии от решеток в сечениях 1-2 от сопловой и 3-4 от рабочей будем считать, что входные кромки лопаток не оказывают влияния на поток, причем скорости потока в этих сечениях постоянны и равны c_0 — для сопловых лопаток (рис. 2-3, а) и w_1 — для рабочих лопаток (рис. 2-3, б) и соответственно направлены под углами α_0 и β_1 . За решетками в сечениях 3-4, удаленных на некоторое расстояние от выходных кромок лопаток, поток рабочего тела выравнивается и также имеет постоянные скорости и направления: c_1 и α_1 — для сопловых лопаток и соответственно w_2 и β_2 — для рабочих лопаток.

Пусть в сечениях 1-2, 3-4 статические давления потока равны p_1 и p_2 . Для рассмотрения усилий, действующих на лопатки, выделим элементарные струйки жидкости, по ширине потока равные шагам t_c и t_d для обеих решеток, а по высоте равные единице. Таким образом, выделенные элементарные потоки жидкости протекают через одиночные каналы решеток с единичной высотой. В целях упрощения решения поставленной задачи предполагается,

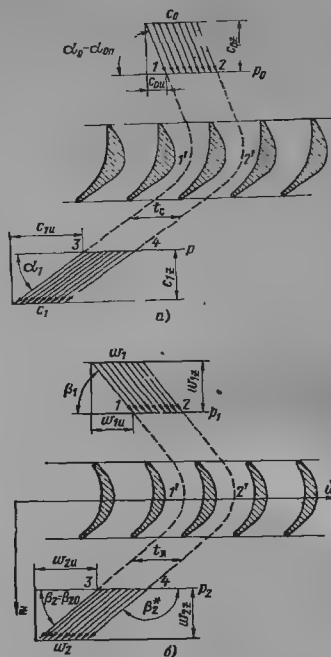


Рис. 2-3. Обтекание профилей плоской решетки.
а — решетка сопловых лопаток; б — решетка рабочих лопаток.

что выделенные элементарные струи жидкости в направлениях 1-2 и 3-4 ограничены вдоль линий тока непроницаемыми поверхностями. При этом условии и установившихся режимах течения можно считать, что через любые сечения в направлениях движения струй сохраняется постоянство расходов. Усилие элементарной струи, действующей на лопатку, будет соответствовать усилию, приходящемуся на единицу длины лопатки.

В соответствии с принятой системой координат u, z для решетки рабочих лопаток рассмотрим воздействие потока жидкости на два главных направления u и z . Условимся считать, что направление u применительно к осевой турбинной ступени соответствует окружному вращению лопаток, а направление z соответствует оси турбины. Усилие потока, действующего на рабочую лопатку в направлении u , создает полезный крутящий момент на валу турбины. Воздействие потока на до-

патку в направлении z через диск и вал турбины создает осевое усилие, которое передается на упорный подшипник. Сопловая решетка неподвижна, и усилия от действия рабочего потока на сопловые лопатки передаются на корпус турбины.

Главные векторы полных усилий на лопатки со стороны потока рабочего тела равны векторной сумме действующих сил: на сопловую лопатку

$$\vec{P}_{oc} = [G(\vec{c}_0 - \vec{c}_1) + t_c(\vec{p}_0 - \vec{p}_1)], \quad n; \quad (2-1)$$

на рабочую лопатку

$$\vec{P}_{ra} = [G(\vec{w}_1 - \vec{w}_2) + t_a(\vec{p}_1 - \vec{p}_2)], \quad n; \quad (2-2)$$

где $G(\vec{c}_0 - \vec{c}_1)$ — изменение количества движения потока при прохождении его через единичную высоту канала сопловой лопатки, n ;

G — расход пара через сопловой канал единичной высоты;

$t_c(\vec{p}_0 - \vec{p}_1)$ — вектор силы от перепада статических давлений на сопловую лопатку единичной высоты, n ;

$G(\vec{w}_1 - \vec{w}_2)$ — вектор силы от изменения количества движения потока при прохождении его через единичную высоту канала рабочей лопатки;

$t_a(\vec{p}_1 - \vec{p}_2)$ — вектор силы от перепада статических давлений на рабочую лопатку единичной высоты, n .

Для определения усилий на лопатки в главных направлениях u и z воспользуемся уравнением изменения количества движения.

Определим проекции всех сил, действующих в системе сопловой лопатки, на главные оси u и z :

проекция сил на ось u

$$[G(c_{0u} - c_{1u}) - P_{uc}] = 0, \quad (2-3)$$

где $G(c_{0u} - c_{1u})$ — изменение количества движения потока, действующего на единичную высоту сопловой лопатки в направлении u , n ;

P_{uc} — сила, с которой лопатка воздействует на поток в направлении, противоположном u , n .

Из уравнения (2-3) находим

$$P_{uc} = G(c_{0u} - c_{1u}); \quad (2-4)$$

проекция сил на ось z

$$[G(c_{0z} - c_{1z}) + t_c(p_{0z} - p_{1z}) - P_z] = 0, \quad (2-5)$$

где $G(c_{0z} - c_{1z})$ — изменение количества движения потока, действующего на единичную высоту сопловой лопатки в направлении оси z , n ;

P_z — сила, с которой лопатка воздействует на поток в направлении оси z , n .

По уравнению (2-5) эта сила равна

$$P_z = [G(c_{0z} - c_{1z}) + t_c(p_{0z} - p_{1z})]. \quad (2-6)$$

Определим проекции всех сил, действующих в системе рабочей лопатки, на главные оси u и z :

проекция сил на ось u

$$[G(w_{1u} - w_{2u}) - P_u] = 0, \quad (2-7)$$

где $G(w_{1u} - w_{2u})$ — изменение количества движения потока, действующего на единичную высоту рабочей лопатки в направлении u , n ;

P_u — сила, с которой лопатка воздействует на поток в направлении, противоположном направлению u , n .

Из уравнения (2-7) находим

$$P_u = G(w_{1u} - w_{2u}); \quad (2-8)$$

проекция сил на ось z

$$[G(w_{1z} - w_{2z}) + t_a(p_{1z} - p_{2z}) - P_z] = 0, \quad (2-9)$$

где $G(w_{1z} - w_{2z})$ — изменение количества движения потока, действующего на единичную высоту рабочей лопатки в направлении оси z , n ;

P_z — сила, с которой лопатка воздействует на поток жидкости в направлении оси z , n .

Силу P_z определяем из уравнения (2-9):

$$P_z = [G(w_{1z} - w_{2z}) + t_a(p_{1z} - p_{2z})]. \quad (2-10)$$

Применительно к лопаткам турбинной ступени можно определить работу пара на лопатках (рис. 2-4, а).

Пусть окружная скорость вращения лопток u по среднему диаметру известна. Предположим, что скорости пара c_1 , c_2 , w_1 и w_2 также известны. Оперирова со скоростями пара и окружной скоростью как с векторами (рис. 2-4, б), можем написать

$$\vec{c}_1 = \vec{w}_1 + \vec{u} \quad \text{и} \quad \vec{c}_2 = \vec{w}_2 + \vec{u}.$$

Проектируя эти векторы на ось u , находим:

$$c_{1u} = w_{1u} + u \text{ и } c_{2u} = w_{2u} + u.$$

Из двух последних равенств легко установить, что

$$c_{1u} - c_{2u} = w_{1u} - w_{2u}. \quad (2-11)$$

Из уравнений (2-7) и (2-11) получаем:

$$P_u = G(c_{1u} - c_{2u}) = G(w_{1u} - w_{2u}). \quad (2-12)$$

Вращающий момент, создаваемый паром на рабочих лопатках турбинной ступени, определяем из уравнения

$$M_u = P_u r z = G \sigma r (c_{1u} - c_{2u}) = G \sigma r (w_{1u} - w_{2u}), \text{ Н.м.} \quad (2-13)$$

где r — радиус средней окружности рабочих лопаток, м;

G_0 — секундный расход пара через ступень турбины, кг/сек, равный $G_0 = G I_{az}$;

I_{az} — высота рабочих лопаток, м;

z — число рабочих лопаток ступени.

Работа, совершаемая паром на венце ступени в единицу времени (1 сек), или мощность

$$N_u = M_u \omega, \text{ Вт.} \quad (2-14)$$

где ω — угловая скорость вращения, 1/сек.

Подставляя в уравнение (2-14) вместо M_u его значение из уравнения (2-13) и имея в виду, что $r\omega = u$, получаем:

$$N_u = G_0 u (c_{1u} - c_{2u}) = G_0 u (w_{1u} - w_{2u}), \text{ Вт.}$$

или

$$N_u = 10^{-3} G_0 u (c_{1u} - c_{2u}) = 10^{-3} G_0 u (w_{1u} - w_{2u}), \text{ кВт.} \quad (2-15)$$

При разных средних диаметрах на входе и выходе пара из рабочих лопаток уравнение мощности на венце турбинной ступени имеет вид:

$$N_u = 10^{-3} G_0 (u_1 c_{1u} - u_2 c_{2u}) = 10^{-3} G_0 (u_1 w_{1u} - u_2 w_{2u}), \text{ кВт.} \quad (2-16)$$

где u_1 и u_2 — окружные скорости по средним диаметрам на входе пара на рабочие лопатки и на выходе из них.

Расход пара G_0 через ступень обычно известен (см. гл. 6). Из конструктивных размеров турбинной ступени определяют окружные скорости u_1 и u_2 . Скорости пара w_1 и w_2 , а также углы β_1 и β_2 находят из треугольников скоростей или аналитически (см. гл. 3). Таким образом, все величины, входящие в уравнение (2-16), кроме c_{1u} и w_{2u} , можно установить расчетом. Для определения c_{1u} и w_{2u} нужно знать скорости c_1 , w_2 , а также углы α_{1n} и β_{2n} на выходе пара из сопловых и рабочих лопаток. Наличие потерь энергии при течении пара через межлопаточные каналы сопловых и рабо-

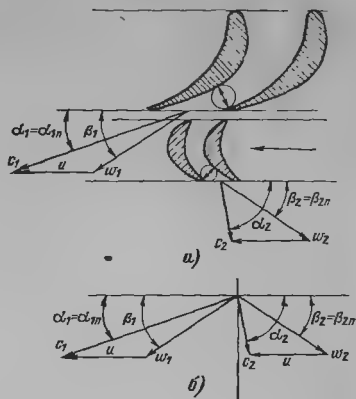


Рис. 2-4 Элементарная схема венца турбинной ступени. а — схема венца ступени; б — треугольники скоростей.

чих лопаток не позволяют теоретически определить скорости c_1 и w_2 .

Опыты показали также, что угол α_{1n} на выходе пара из сопловых лопаток и угол β_{2n} на выходе из рабочих лопаток не соответствуют геометрическому углу наклона сопловых или рабочих лопаток. Поэтому для получения более надежных расчетных данных указанных четыре параметра c_1 , w_2 , α_{1n} и β_{2n} следует определять экспериментально.

Многочисленные экспериментальные газодинамические исследования свидетельствуют, что углы выхода потока α_{1n} и β_{2n} с достаточной для практики точностью можно определять из соотношений:

для сопловых лопаток

$$\alpha_1 = \alpha_{1n} \approx \alpha_{1эф} = \arcsin \left(\frac{a_1}{t_1} \right); \quad (2-17)$$

для рабочих лопаток

$$\beta_2 = \beta_{2n} \approx \beta_{2эф} = \arcsin \left(\frac{a_2}{t_2} \right), \quad (2-18)$$

где a_1 , a_2 — ширина выходного сечения соответственно сопловых и рабочих лопаток;

t_1 , t_2 — шаг сопловых и рабочих лопаток (рис. 2-1).

Углы $\alpha_{1эф}$ и $\beta_{2эф}$ обычно называют эффективными углами выхода потока.

В дальнейшем условимся углы между направлением скорости потока на выходе из сопловой и рабочей решеток и плоскостью, перпендикулярной оси турбины, обозначать всегда через α_1 — для сопловых и через β_2 — для рабочих лопаток.

ТЕПЛОВОЙ ПРОЦЕСС В СТУПЕНИ ПАРОВОЙ ТУРБИНЫ
И ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЕЕ РАЗМЕРОВ3-1. РАСШИРЕНИЕ ПАРА В СОПЛЫХ
И НАПРАВЛЯЮЩИХ КАНАЛАХ

Процесс расширения пара связан с преобразованием потенциальной энергии в кинетическую: энтальпия пара понижается — скорость течения возрастает.

Из термодинамики известно, что в идеальном случае истечения пара из сопла (без учета теплообмена с внешней средой, потерь энергии на трение и вихревые движения) преобразование потенциальной энергии пара в кинетическую подчиняется уравнению энергии

$$i_0 - i_{1t} = \frac{c_{1t}^2 - c_0^2}{2}, \quad (3-1)$$

где i_0 , i_{1t} — начальная и конечная энтальпия

1 кг пара, Дж/кг;

c_0 — начальная скорость пара перед соплом, м/сек;

c_{1t} — теоретическая скорость пара на выходе из сопла, м/сек.

Из уравнения (3-1) находим теоретическую (без учета потерь) скорость

$$c_{1t} = \sqrt{2(i_0 - i_{1t}) + c_0^2} = \sqrt{2h_0 + c_0^2}, \quad (3-2)$$

где $h_0 = i_0 - i_{1t}$ — изэнтропический тепловой перепад в сопловых или направляющих каналах, Дж/кг,

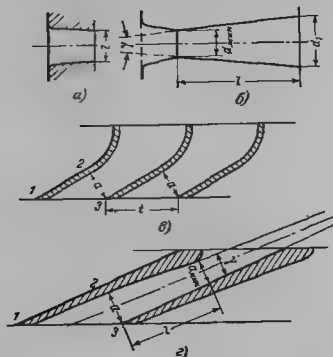


Рис. 3-1. Эскизы сопловых каналов.

a — суживающееся сопло без косога среза; b — расширяющееся сопло без косога среза; c — суживающееся сопло с косога срезом; d — расширяющееся сопло с косога срезом; контуры 1, 2, 3 — косога срезы сопла.

Если скорость c_0 невелика, то ею можно пренебречь, и тогда получим:

$$c_{1t} = \sqrt{2h_0}. \quad (3-2a)$$

В паротурбостроении находят преимущество применение суживающегося сопла с косога срезом и в редких случаях расширяющегося с косога срезом (рис. 3-1, a и z). Суживающиеся и расширяющиеся сопла без косога среза (рис. 3-1, a и b) применяются в водо- и пароструйных эжекторах (см. ч. III).

Опыты и теоретические исследования показали, что расширение пара при его истечении из суживающегося сопла может происходить только до некоторого давления $p_{кр}$, называемого критическим давлением. Отношение критического давления $p_{кр}$, которое устанавливается в горле сопла, к начальному давлению p_0 перед соплом называют критическим отношением и обозначают $v_{кр} = \frac{p_{кр}}{p_0}$.

Из газодинамики известно, что

$$v_{кр} = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}}.$$

где k — показатель изэнтропы, численные значения которого можно принимать:

Перегретый пар	1,3
Сухой насыщенный пар	1,135
Насыщенный пар со степенью сухости x	$1,035 + 0,1x$

Поэтому каждый газ имеет свое критическое отношение давлений. Так, например:

Перегретый пар	0,546
Сухой насыщенный пар	0,577
Воздух и двухатомный газ	0,528

При критическом отношении давлений $\frac{p_{кр}}{p_0} =$

$= v_{кр}$ в выходном сечении (в горле) суживающегося сопла достигается критическая скорость, которую обозначают $c_{кр}$, м/сек.

Из газодинамики известно, что эту скорость можно определить по уравнению

$$c_{кр} = \sqrt{\frac{2k}{k+1} \frac{p_0}{\rho_0}} = \sqrt{\frac{2k}{k+1} p_0 v_0}. \quad (3-3)$$

где p_0 — давление пара перед соплом, н/м²;

ρ_0 , v_0 — соответственно плотность и удельный объем пара перед соплом, кг/м³, м³/кг.

Подставляя численные значения k в уравнение (3-3) и p_0 в барах, получаем для перегретого пара

$$c_{кр} = 336,0 \sqrt{p_0 v_0}, \quad (3-3a)$$

для сухого насыщенного пара

$$c_{кр} = 326,0 \sqrt{p_0 v_0}. \quad (3-3б)$$

Из уравнения (3-3) следует, что $c_{кр}$ зависит от давления p_0 , удельного объема v_0 и показателя адиабаты k .

Для идеального газа

$$\frac{p_0}{p_a} = p_0 v_0 = RT_0, \quad (3-4)$$

где $R = 288,4$ — газовая постоянная, $\text{дж}/(\text{кг} \cdot ^\circ\text{C})$;

T_0 — температура пара перед соплом, $^\circ\text{K}$.

Если давление за соплом $p_1 > p_{кр} = c_{кр} p_0$, то расширение происходит лишь до давления p_1 , и при этом скорость пара на выходе из сопла будет ниже $c_{кр}$.

Расширение пара в сопле до давления $p_1 < p_{кр}$ и соответственно получение скорости $c_1 > c_{кр}$ возможно только в расширяющемся сопле (рис. 3-1,з). В суживающихся соплах без косо́го среза расширение возможно только до критического давления.

В суживающемся сопле с косым срезом при $p_1 < p_{кр}$ в горле сопла устанавливается критическое давление $p_{кр}$ и достигается критическая скорость $c_{кр}$, дальнейшее расширение пара до давления p_1 и увеличение скорости до c_1 происходит в косом срезе или за его пределами.

Возрастание скорости пара в соплах и каналах направляющих лопаток, как отмечалось, происходит за счет понижения энтальпии и, следовательно, сопровождается снижением давления пара.

Для инженерных расчетов паровых турбин широко применяются is -диаграммы. На рис. 3-2 показан тепловой процесс расширения пара в соплах без учета и с учетом потерь.

Состояние пара перед соплами находят в соответствии с заданными параметрами. При расчете ступени обычно задают давление и температуру пара перед соплами p_0 и t_0 или давление пара за соплами p_1 , а также скорость пара на входе в сопловые каналы c_0 .

Начальным параметрам p_0 , t_0 на is -диаграмме отвечает точка A_0 (рис. 3-2).

С учетом кинетической энергии пара на входе в сопловые каналы $c_0^2/2$ состояние рабочего тела перед соплами определяется точкой A_0^* (где p_0^* и t_0^* посят

название параметров торможения). Если скорость c_0 невелика и ею можно пренебречь, т.е. положить при расчете $c_0 = 0$, то в этом случае точка A_0^* совпадает с точкой A_0 , а параметры торможения p_0^* , t_0^* — с начальными p_0 , t_0 .

Если не учитывать потерь, сопровождающих течение пара в сопловых каналах, то такой теоретический процесс в is -диаграмме условно изображают вертикальной прямой $A_0^* = A_{11}$. Величина $h_{01} = i_0 - i_{11}$, $\text{дж}/\text{кг}$, называется располагаемым перепадом тепла сопла, а соответствующая этому теплоперепаду скорость истечения теоретической.

Теоретическая скорость обозначается c_{11} и определяется по формуле

$$c_{11} = \sqrt{2h_{01} + c_0^2}. \quad (3-5)$$

В действительных условиях расширение пара в соплах сопровождается потерями энергии, которые снижают скорость. Эти потери повышают энтальпию пара за соплами. Таким образом, энтальпия пара за соплами i_1 будет выше теоретической i_{11} , т.е. $i_1 > i_{11}$ (рис. 3-2,б).

Действительная скорость истечения для сопла c_1 находится по уравнению

$$c_1 = \varphi c_{11} = \varphi \sqrt{2h_{01} + c_0^2}, \quad (3-6)$$

где $\varphi = \frac{c_1}{c_{11}} < 1$ — называется скоростным коэффициентом.

Скоростной коэффициент сопла и направляющих лопаток φ зависит от многих факто-

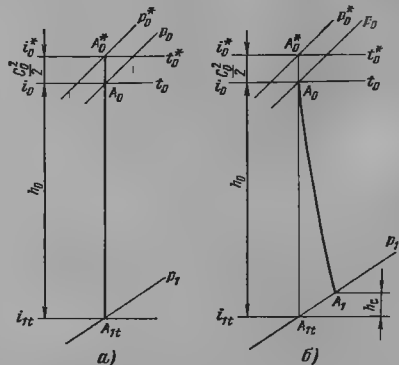


Рис. 3-2. Процесс расширения пара в соплах в is -диаграмме.
а — без учета потерь; б — с учетом потерь

ров: геометрических размеров сопл и направляющих лопаток, тщательности обработки их поверхности и т. д. (см. гл. 4) и может колебаться в больших пределах от 0,91—0,93 до 0,96—0,98. Для современных высокоэкономичных турбин значение φ составляет 0,96—0,98.

Тепловая потеря в соплах и направляющих лопатках h_c , дж/кг, подсчитывается по уравнению

$$h_c = \frac{c_{1t}^2 - c_1^2}{2} = (1 - \varphi^2) \frac{c_{1t}^2}{2} = \left(\frac{1}{\varphi^2} - 1 \right) \frac{c_1^2}{2} =$$

$$= (1 - \varphi^2) (i^*_{01} - i_{1t}) = (1 - \varphi^2) \left(h_{01} + \frac{c_0^2}{2} \right). \quad (3-7)$$

Пользуясь i - s -диаграммой, можно определить также и критическую скорость истечения пара. Для этого необходимо по давлению торможения p^*_{01} найти критическое давление $p_{кр} = v_{кр} p^*_{01}$ и затем по i - s -диаграмме определить критический перепад тепла, $h_{кр} = i^*_{01} - i_{кр}$, дж/кг. После этого критическая скорость определяется по формуле

$$c_{кр} = \sqrt{2h_{кр}} \text{ м/сек.} \quad (3-8)$$

3-2. РАСШИРЕНИЕ ПАРА В КОСОМ СРЕЗЕ СОПЛА

Сопла в паровых турбинах устанавливают под некоторым углом к плоскости вращения рабочих лопаток, вследствие чего в выходной части сопл образуются так называемые косые срезы (рис. 3-3).

Процесс расширения пара в соплах с косым срезом имеет свои особенности.

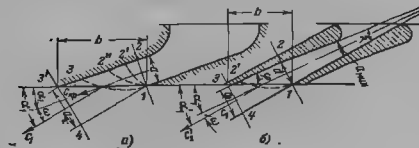


Рис. 3-3. Отклонение струй пара в косом срезе сопла
а — суживающееся сопло; б — расширяющееся сопло.

Суживающееся сопло

При $p_1/p^*_{01} \geq v_{кр}$ процесс расширения пара в суживающемся сопле с косым срезом ничем не отличается от расширения пара в сопле без косого среза. Однако при $p_1/p^*_{01} < v_{кр}$ процесс расширения пара в сопле с косым срезом имеет свои особенности. Расширение пара от начального состояния p^*_{01} до $p_{кр}$ на участке сопла до минимального проходного сечения, называемого горлом сопла, происходит так же, как и в суживающемся сопле без косого среза. Следовательно, в горле сопла, площадь про-

ходного сечения которого равна $F_{мин}$ (сечение 1-2 на рис. 3-3,а), устанавливаются критическое давление $p_{кр}$ и критическая скорость $c_{кр}$.

Расширение пара от $p_{кр}$ до p_1 и соответствующее приращение скорости от $c_{кр}$ до c_1 происходит уже в пределах косого среза сопла. В точке 1 сечения сопла 1-2 струя пара, покидая кромку сопла, попадает в пространство с давлением p_1 . Следовательно, в точке 1 давление пара понижается скачком от $p_{кр}$ до p_1 . Однако на участке 2—3 косого среза сопла расширение пара от $p_{кр}$ до p_1 происходит постепенно. Таким образом, из точки 1 в границах косого среза можно провести пучок изобар в пределах изменения давлений от $p_{кр}$ до p_1 .

На основании опытов изобары можно схематически представить в виде кривых 1—2, 1—2', 1—2'' и 1—3 (рис. 3-3,а).

Расширение в косом срезе сопровождается отклонением струй пара от оси сопла, начиная с того сечения, в котором достигается критическая скорость $c_{кр}$. При этом направление потока в любом сечении косого среза сопла составляет с направлением изобар 1—2, 1—2', 1—2'' и т. д. так называемый угол Маха θ , который можно определить из уравнения

$$\sin \theta = \frac{c_a}{c_1},$$

где c_a — скорость звука для соответствующего состояния пара.

Приблизительно по линии 1—3 устанавливается предельное давление $p_{1а}$, до которого возможно расширение пара в косом срезе.

Если давление за соплом меньше $p_{1а}$, то дальнейшее расширение пара будет происходить за пределами сопла и сопровождаться рассеянием энергии.

Если давление за соплом $p_1 > p_{1а}$, то конечное давление p_1 установится уже в некотором промежуточном сечении косого среза (например, на изобаре 1—2''). Такой случай показан на рис. 3-3,а.

Отклонение паровой струи в косом срезе сопла обусловливается интенсивным приращением удельного объема пара при его расширении от $p_{кр}$ до p_1 или до $p_{1а}$, если $p_1 < p_{1а}$, что требует роста проходного сечения.

Можно показать, что степень расширения пара в косом срезе суживающегося сопла будет тем больше, чем меньше угол α . В самом деле, при $\alpha = 90^\circ$ нет косого среза и возможность получить скорость истечения выше критической отсутствует. По мере уменьшения угла α увеличивается площадь косого среза

¹ $F_{мин} = a l$, где a — ширина горла сопла; l — высота сопла.

сопла и растет возможность для расширения в нем пара.

Для выполнения правильного аэродинамического расчета и последующего профилирования рабочих лопаток очень важно знать истинное направление парового потока на выходе из сопловых каналов. Поэтому, кроме выходного угла наклона сопловых лопаток α_1 , необходимо знать угол отклонения струи пара от оси сопла ω при расширении потока в косом срезе.

Для определения угла ω поступим следующим образом. Обозначим на рис. 3-3,а и в последующих расчетах:

a — ширина горла сопла (в сечении 1-2);

a_1 — ширина паровой струи при выходе из сопла;

l — высота сопла в пределах косого среза (размер в плоскости, перпендикулярной плоскости чертежа);

l_1 — толщина паровой струи после выхода из сопла (в сечении 3'-4);

$c_{кр}$ и $v_{кр}$ — критические скорость и удельный объем пара (в горле сопла, в сечении 1-2);

c_1 и v_1 — скорость и удельный объем пара в выходном сечении сопла.

Так как в сечениях 1-2 и 3'-4 протекает одно и то же количество пара, то можно написать уравнение

$$G = \frac{f_{мин} c_{кр}}{v_{кр}} = \frac{f_1 c_1}{v_1}, \quad (3-8a)$$

где $f_{мин} = al$ и $f_1 = a_1 l_1$ — соответственно площади проходных сечений 1-2 и 3'-4.

Подставляя в уравнение (3-8а) вместо $f_{мин}$ и f_1 их значения и сокращая обе части уравнения на l (предполагая, что $l \approx l_1$), получаем:

$$\frac{a c_{кр}}{v_{кр}} = \frac{a_1 c_1}{v_1}. \quad (3-9)$$

Из рис. 3-3,а видно, что $a = l \sin \alpha_1$ и $a_1 = l_1 \sin(\alpha_1 + \omega)$. Подставляя значения a и a_1 в уравнение (3-9), получаем:

$$\frac{\sin \alpha_1 c_{кр}}{v_{кр}} = \frac{\sin(\alpha_1 + \omega) c_1}{v_1}. \quad (3-9a)$$

Из выражения (3-9а), обозначая $\alpha_1 + \omega$ через α'_1 , окончательно находим:

$$\sin \alpha'_1 = \sin(\alpha_1 + \omega) = \frac{c_{кр}}{c_1} \frac{v_1}{v_{кр}} \sin \alpha_1. \quad (3-10)$$

Кроме того, очевидно, что

$$\sin \alpha'_1 = \frac{f_1}{f_{мин}} \sin \alpha_1. \quad (3-11)$$

При максимально возможном расширении пара в пределах косого среза сопла на линии

1-3 установится давление p_{1a} и угол отклонения потока достигнет своего предельного значения $\omega_{пр}$.

Предельное отклонение паровой струи в косом срезе сопла можно найти следующим образом. Когда в косом срезе сопла на линии 1-3 достигнется предельное давление p_{1a} , угол наклона струи $\alpha_1 + \omega_{пр}$ можно приближенно считать равным углу Маха θ . Этот угол определяется уравнением

$$\sin \theta = \frac{c_s}{c_{1a}}, \quad (3-12)$$

где c_s — скорость звука при давлении p_{1a} ;

c_{1a} — скорость истечения пара из сопла при его расширении от начального состояния до давления p_{1a} .

Поэтому для предельного расширения пара в косом срезе сопла уравнение (3-10) можно представить в таком виде

$$\sin(\alpha_1 + \omega_{пр}) = \sin \theta = \frac{c_{кр}}{c_{1a}} \frac{v_{1a}}{v_{кр}} \sin \alpha_1, \quad (3-12a)$$

где v_{1a} — удельный объем пара при давлении p_{1a} .

Если приближенно положить, что $\frac{c_{кр}}{c_{1a}} \approx \frac{c_s}{c_{1a}}$, на основании уравнений (3-12) и (3-12a) можно написать:

$$1 = \frac{v_{1a}}{v_{кр}} \sin \alpha_1, \quad (3-13)$$

откуда получаем:

$$v_{1a} = \frac{v_{кр}}{\sin \alpha_1}. \quad (3-13a)$$

Полученное соотношение (3-13a) позволяет приближенно оценить, где закончится расширение пара. Если $v_{1a} < v_1$, то процесс расширения пара будет продолжаться за пределами косого среза сопла, в противном случае — закончится в пределах косого среза.

Расширяющееся сопло

В косом срезе расширяющегося сопла также возможно дополнительное расширение пара до давления ниже расчетного, например от p_1 до p'_1 . Отклонение струн в косом срезе расширяющегося сопла происходит за выходным сечением сопла 1-2 (рис. 3-3,б).

Приближенно отклонение струн пара в косом срезе расширяющегося сопла можно определить по уравнению (3-10), заменив в нем $v_{кр}$ на v_1 и $c_{кр}$ на c_1 для сечения 1-2 (рис. 3-3,б), а v_1 на v'_1 и c_1 на c'_1 для сечения 3'-4:

$$\sin \alpha'_1 = \sin(\alpha_1 + \omega) = \frac{c'_1}{c_1} \frac{v'_1}{v_1} \sin \alpha_1. \quad (3-14)$$

Как и для суживающегося, для расширяющегося сопла можно написать соотношение,

позволяющее оценить предельно возможное расширение пара в косом срезе,

$$v'_{1a} = \frac{c'_s}{c_1} \frac{v_1}{\sin \alpha_1}, \quad (3-15)$$

где c'_s — скорость звука при параметрах пара в выходном сечении сопла 1-2.

Скорость c'_s можно определить по уравнению

$$c'_s = \sqrt{k p'_1 v'_1}. \quad (3-16)$$

Приближенно c'_s можно принимать равной критической скорости в горле сопла $c_{кр}$.

Если теперь окажется, что полученное из уравнения (3-15) $v'_{1a} < v'_1$, то процесс расширения пара будет продолжаться за пределами косого среза расширяющегося сопла. Если же $v'_{1a} \geq v'_1$, то расширение пара закончится в пределах косого среза.

3-3. РАСШИРЕНИЕ ПАРА В СОПЛАХ ПРИ НЕРАСЧЕТНЫХ УСЛОВИЯХ

Расчет сопл и определение их размеров производится для заданных параметров и расхода пара. Обычно задают давление и температуру пара перед соплами, а также давление пара за ними.

Во время работы турбины изменение ее мощности вызывает изменение расхода пара, а следовательно, и изменение давлений перед и за соплами. Это изменит условия истечения пара по сравнению с расчетными. Рассмотрим некоторые случаи истечения пара из сопл при нерасчетных условиях.

Суживающееся сопло без косого среза

Если сохранять неизменным состояние пара перед соплом p^*_0 и изменять противодавление p_1 , то процесс истечения схематично можно показать на рис. 3-4.

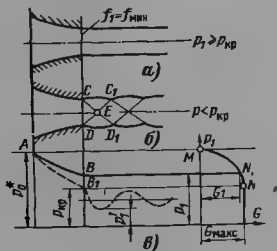


Рис. 3-4. Спектры потока, изменение давления и расхода пара в суживающемся сопле при нерасчетных условиях

При $p_1 > p_{кр}$ расширение пара происходит по кривой AB , а при $p_1 = p_{кр}$ — по линии AB_1 (рис. 3-4,а). В этих случаях вытекающая из сопла струя пара имеет резко очерченные контуры, а линии тока, ее ограничивающие, идут параллельно оси сопла (рис. 3-4,а).

При $p_1 < p_{кр}$ в выходном сечении сопла сохраняются критические давление $p_{кр}$ и скорость $c_{кр}$. За пределами сопла происходит дополнительное расширение паровой струи, и ее течение имеет сложный характер. От кромок сопла отходят волны разрежения, их границами являющиеся характеристики CD_1 и DC_1 (рис. 3-4,б). Падая на свободные границы CC_1 и DD_1 , характеристики отражаются от них с обратными знаками, и волны разрежения CDD_1 и DCC_1 переходят в волны сжатия DD_1C и CC_1D . В пределах клина CDE давление падает от $p_{кр}$ до $p'_1 < p_1$, а в пределах клина EC_1D_1 — снова повышается почти до критического. Характер изменения давления по оси струи показан пунктиром на рис. 3-4,в. В соответствии с волнообразным процессом расширения пара за пределами сопла скорости потока изменяются от $c_{кр}$ до $c_1 > c_{кр}$. Например, в сечениях CD и C_1D_1 скорости равны критическим. От сечения CD к точке E скорость увеличивается до некоторого максимального значения в потоке. От точки E к сечению C_1D_1 скорость понижается до $c_{кр}$. Следовательно, в любом сечении струи между CD и C_1D_1 сохраняются сверхзвуковые скорости.

Расширяющееся сопло без косого среза

При расчетных параметрах рабочего тела перед соплом p^*_0 и за соплом p_1 в горле сопла $f_{мин}$ устанавливаются критические давление $p_{кр}$ и скорость $c_{кр}$. К выходному сечению f_1 скорость потока повышается от $c_{кр}$ до c_1 . Процесс расширения рабочего тела в сопле от p^*_0 до p_1 происходит по линии AA_1A_2 (рис. 3-5).

Понижение противодавления за соплом до $p_a < p_1$ не изменяет характера расширения ра-

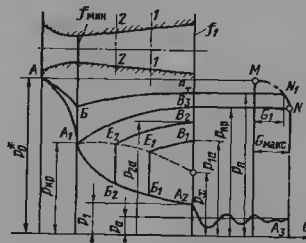


Рис. 3-5. Изменение противодавления и расхода пара в расширяющемся сопле при различных режимах.

бочего тела в пределах самого сопла. В выходном сечении сопла сохраняются расчетные p_1 и c_1 , а за пределами сопла структура потока становится аналогичной структуре потока за суживающимся соплом при $p_1 < p_{кр}$ (рис. 3-4). Конечное давление p_a устанавливается по оси сопла на некотором от него расстоянии лишь в результате постепенного затухания волн расширения и сжатия, образующихся в струе, и расширение пара от p_1 до p_a происходит, таким образом, за пределами сопла. Этот процесс постепенного затухания волн схематично показан на рис. 3-5 волнообразной затухающей линией A_2A_3 .

Расход пара через сопло при понижении противодавления до $p_a < p_1$ сохраняется неизменным, равным $G_{\max}$.

Если давление за расширяющимся соплом поднимается выше расчетного значения, т. е. если $p > p_1$, то режим работы сопла нарушается, изменяются условия и характер течения рабочего тела в сопле и за его пределами. При некотором противодавлении $p_x > p_1$ в горле сопла сохраняются $p_{кр}$, $c_{кр}$ и $G_{\max}$. Расширение рабочего тела происходит по линии AA_1A_2 , при этом в выходном сечении сопла возникает прямой скачок уплотнения A_2B_1 , распространяющийся по всему выходному сечению сопла с повышением давления от p_1 до p_x . При дальнейшем повышении противодавления до $p > p_x$ скачки уплотнения перемещаются в глубь сопла. Например, при $p_{1a} > p_x$ скачок уплотнения возникает в сечении 1-1 сопла, а при $p_{2a} > p_{1a}$ уже в сечении 2-2. Эти скачки уплотнения в расширяющейся части сопла сопровождаются открытием потока от стенок, образованием вихревых течений и подсосами рабочего тела из окружающей среды. Такой режим работы сопла связан с большими потерями и является малоэкономичным.

Для рассмотренных выше примеров изменение давления происходит в первом случае по линии $AA_1B_1E_1B_1$, а во втором — по линии $AA_1B_2E_2B_2$.

Скорости потока при этих режимах на участках от $f_{\min}$ до сечений 1-1 и 2-2 достигают сверхзвуковых значений. За скачками уплотнений устанавливаются дозвуковые скорости. Расход рабочего тела при этих режимах сохраняется $G_{\max}$.

При некотором более высоком противодавлении, например при $p_{пр} > p_{кр}$, скачок уплотнения достигает горла сопла и исчезает. В этом случае параметры потока в горле сопла сохраняются критическими, но перехода в сверхзвуковую область не происходит; расширяющаяся часть сопла работает как диффузор, давление по длине сопла изменяется по

кривой AA_1B_3 , и расход через сопло сохраняется равным $G_{\max}$.

При дальнейшем росте противодавления, когда $p_a > p_{пр}$, расход рабочего тела будет уменьшаться, скорости в сопле станут дозвуковыми, давление по длине сопла изменится по линии ABB_4 , и расширяющееся сопло как бы превращается в трубу Вентури, применяемую для измерения расхода жидкостей.

Противодавление $p_{пр}$, при котором сохраняются максимальный расход пара $G_{\max}$, можно определить по уравнению Фойрера:

$$p_{пр} = [v_{кр} + (1 - v_{кр})\sqrt{1 - (f_{\min}/f_1)^2}] p^*_{0.} \quad (3-17)$$

Рассмотрение нерасчетных режимов работы расширяющегося сопла приводит к выводу, что отклонение от расчетного значения вызывает значительные потери энергии. Расширяющиеся сопла плохо приспособлены к работе при переменных режимах, и поэтому (а также по конструктивным соображениям) они находят ограниченное применение в современных турбинах.

Расход пара через сопло

Из газодинамики известно, что при достижении критического давления и скорости в горле суживающегося или расширяющегося сопла устанавливается максимальный расход рабочего тела $G_{\max}$, численное значение которого можно определить по уравнению неразрывности

$$G_{\max} = f_{\min} \frac{c_{кр}}{v_{кр}}, \text{ кг/сек}, \quad (3-18)$$

где $v_{кр}$ — удельный объем рабочего тела при критическом давлении, кг/м^3 .

Подставляя в уравнение (3-18) вместо $c_{кр}$ его значение из уравнения (3-3), получаем:

$$\begin{aligned} G_{\max} &= f_{\min} \sqrt{\frac{2k}{k+1} \frac{p^*_{0.} v^*_{0.}}{v_{кр}^2}} = \\ &= f_{\min} \sqrt{\frac{2k}{k+1} \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{2}{k-1}} \frac{p^*_{0.}}{v^*_{0.}}} = \\ &= f_{\min} \sqrt{k \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k+1}{k-1}} \frac{p^*_{0.}}{v^*_{0.}}} = \\ &= \alpha f_{\min} \sqrt{\frac{p^*_{0.}}{v^*_{0.}}}, \text{ кг/сек}, \quad (3-19) \end{aligned}$$

где $p^*_{0.}$ и $v^*_{0.}$ — параметры торможения, н/м^2 , кг/м^3 ;

Значение критической скорости и критического расхода для водяного пара

Наименование рабочего тела	Показатель адиабаты k	Критическое отношение давлений $\pi_{кр}$	Критическая скорость $c_{кр}$, м/сек ($p^*, \text{н/м}^2$)	Коэффициент α^*	Критический расход	
					$G_{\text{макс}}$, кг/сек ($p^*, \text{н/м}^2$)	$G_{\text{макс}}$, кг/сек ($p^*, \text{бар}$)
Перегретый пар	1,30	0,546	$c_{кр} = 1,06 \sqrt{p^* v^*}$	0,667	$G_{\text{макс}} = 0,667 f_{\text{мин}} \sqrt{\frac{p^*}{v^*}}$	$G_{\text{макс}} = 211 f_{\text{мин}} \sqrt{\frac{p^*}{v^*}}$
Сухой насыщенный пар	1,135	0,577	$c_{кр} = 1,03 \sqrt{p^* v^*}$	0,636	$G_{\text{макс}} = 0,636 f_{\text{мин}} \sqrt{\frac{p^*}{v^*}}$	$G_{\text{макс}} = 201 f_{\text{мин}} \sqrt{\frac{p^*}{v^*}}$

* Для перегретого и сухого насыщенного пара при давлении $G_{\text{макс}}$ принимают вместо 211 и 201 экспериментальный коэффициент, равный 205; тогда коэффициент $\alpha = 0,649$.

$v_{кр}$ — согласно известному из газодинамики соотношению равно:

$$v_{кр} = \frac{c^*}{\left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k-1}{k}}};$$

$\alpha = \sqrt{\left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k-1}{k}}}$ — коэффициент, зависящий от показателя адиабаты рабочего тела.

Если в уравнении (3-3) и (3-19) вместо показателя адиабаты k подставить его численное значение, то получим соответствующие значения критических параметров, представленные в табл. 3-1.

Подставляя численные значения k (табл. 3-1) в уравнение (3-19), получаем:

$$G_{\text{макс}} = 211 f_{\text{мин}} \sqrt{\frac{p^*}{v^*}}, \quad (3-19a)$$

для сухого насыщенного пара ($k=1,135$)

$$G_{\text{макс}} = 201 f_{\text{мин}} \sqrt{\frac{p^*}{v^*}}. \quad (3-19b)$$

Формула (3-19) позволяет определить максимальный расход рабочего тела через сопло в случае идеального адиабатического процесса расширения, когда нет потерь. Действительный расход рабочего тела отличается от теоретического. Отношение действительного расхода к теоретическому называют коэффициентом расхода $\mu = G/G_{\text{макс}}$. Коэффициент расхода при истечении перегретого пара из сопловых решеток, как показали опыты, составляет $\mu=0,97$, т. е. действительный расход будет в среднем на 3% меньше $G_{\text{макс}}$, определяемого по уравнению (3-19a).

При истечении насыщенного пара, состояние которого находится вблизи предельной

кривой, его действительный расход, как показали опыты, получается примерно на 2% выше максимального, определяемого по уравнению (3-19b). Это увеличение расхода, как показал Стодола, объясняется переохлаждением пара при его расширении в соплах.

Поэтому для перегретого и насыщенного пара при определении максимального расхода можно применять единую формулу, в которой положить коэффициент перед $f_{\text{мин}}$ равным 205, т. е.

$$G_{\text{макс}} = 205 f_{\text{мин}} \sqrt{p^*/v^*}. \quad (3-19b)$$

При отклонении давления пара перед соплом от расчетного и сохранении критического режима истечения изменение расхода подчиняется соотношению:

$$\frac{G'}{G} = \frac{\sqrt{(p^*)'/(v^*)'}}{\sqrt{p^*/v^*}}, \quad (3-20)$$

где G' — максимальный расход пара через сопло при другом начальном давлении $(p^*)'$ и удельном объеме $(v^*)'$.

Если в уравнение (3-20) согласно уравнению (3-4) подставить $(v^*)' = R(T^*)'/(p^*)'$ и $v^* = RT^*/p^*$, то получим:

$$\frac{G'}{G} = \frac{(p^*)'}{p^*} \sqrt{\frac{T^*}{(T^*)'}}, \quad (3-21)$$

где T^* и $(T^*)'$ — температуры торможения соответственно при расчетном p^* и искомом $(p^*)'$ давлениях, °К.

При $(T^*)' = T^*$ уравнение (3-21) принимает вид:

$$\frac{G'}{G} = \frac{(p^*)'}{p^*}, \quad (3-22)$$

откуда находим:

$$G_{\text{мех}} = G_{\text{мех}} \frac{(p^*)'}{p^*} \quad (3-22a)$$

Из этого уравнения следует, что при критических скоростях истечения расход пара через сопло изменяется прямо пропорционально изменению давления торможения перед соплом.

Для суживающихся сопел при скоростях истечения потока $c_1 < c_{\text{кр}}$ расход пара можно определять по уравнению (3-18), в котором вместо $c_{\text{кр}}$ и $v_{\text{кр}}$ ($f_{\text{мин}} = f_1$) нужно подставить c_1 и v_1 , т. е.

$$G_1 = f_1 \frac{c_1}{v_1} \quad (3-23)$$

Изменение расхода пара через суживающееся сопло при любом $p_1 > p_{\text{кр}}$ будет изменяться по кривой NN_1M (рис. 3-4,е). Для расширяющегося сопла расход также будет зависеть от $p_1 > p_{\text{кр}}$, и его изменение будет проходить по линии NN_1M (рис. 3-5).

Пример 3-1. Определить выходное сечение решетчат суживающихся сопел с косым срезом по следующим данным: давление и температура пара перед решеткой $p_0 = 15 \text{ бар}$ и $t_0 = 350^\circ\text{C}$; скорость пара перед сопловой решеткой $c_0 = 0$; давление за решеткой $p_1 = 9 \text{ бар}$; расход пара через решетку $G_1 = 30 \text{ кг/сек}$.

По начальным параметрам пара на is -диаграмме наносим точку A_0 . Из этой точки проводим изохорту до давления 9 бар — точка A_{11} (рис. 3-6,а).

Отрезок A_0A_{11} в известном масштабе представляет собой перепад тепла в соплах. По is -диаграмме находим, что $A_0A_{11} = h_0 - h_1 = 3146 - 3012 = 134 \text{ кДж/кг}$.

Скорость пара в выходном сечении сопел определяем с учетом потерь энергии по уравнению (3-6а):

$$c_1 = \varphi c_{1\text{т}} = \varphi \sqrt{2h_0} = 0,95 \sqrt{2 \cdot 134 \cdot 10^3} = 492 \text{ м/сек},$$

где значение коэффициента скорости $\varphi = 0,95$ принято по оценке.

Потери в соплах находим по уравнению (3-7а):

$$h_0 = \left(\frac{1}{\varphi_1^2} - 1 \right) \frac{c_1^2}{2} = \left(\frac{1}{0,95^2} - 1 \right) \frac{492^2}{2} = 13,2 \text{ кДж/кг}.$$

От точки A_{11} по изохорте к A_0 отложим потерю в соплах (точка В) и определим удельное содержание пара i_1 в выходном сечении сопел с учетом потерь. Точка A_1 характеризует состояние пара в выходном сечении сопел ($i_1 = 3025 \text{ кДж/кг}$ и $t_1 = 287^\circ\text{C}$). Этому состоянию соответствует удельный объем пара $v_1 = 0,28 \text{ м}^3/\text{кг}$ (который можно найти по таблицам водяного пара или по is -диаграмме, если нанесены линии удельных объемов).

Площадь выходного сечения сопловой решетки подсчитываем по уравнению (3-23):

$$f_1 = \frac{G_1 v_1}{c_1} = \frac{30 \cdot 0,28}{492} = 0,01709 \text{ м}^2 = 170,9 \text{ см}^2.$$

Пример 3-2. Рассчитать решетку расширяющихся сопел по следующим данным: давление и температура пара перед соплами $p_0 = 15 \text{ бар}$ и $t_0 = 350^\circ\text{C}$; скорость пара перед соплами $c_0 = 0$; давление за соплами $p_1 = 5 \text{ бар}$; расход пара через сопла $G_1 = 30 \text{ кг/сек}$.

По параметрам пара перед соплами на is -диаграмме находим начальное состояние пара (точка A_0). Из этой

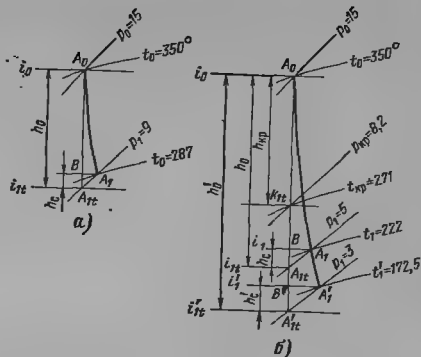


Рис. 3-6. Тепловой процесс расширения пара в сопле в is -диаграмме.

а — суживающееся сопло; б — расширяющееся сопло.

точки проводим изохорту до конечного давления 5 бар (точка A_{11} на рис. 3-6,б). Отрезок A_0A_{11} в известном масштабе является располагаемым тепловым перепадом сопловой решетки

$$A_0A_{11} = h_0 - (h_0 - i_{11}) = 3146 - 2874 = 272 \text{ кДж/кг}$$

Скорость пара в выходном сечении сопел определяем по уравнению (3-6а):

$$c_1 = \varphi c_{1\text{т}} = \varphi \sqrt{2h_0} = 0,95 \sqrt{2 \cdot 272 \cdot 10^3} = 702 \text{ м/сек},$$

где значение коэффициента скорости $\varphi = 0,95$ принято по оценке.

Тепловые потери в соплах подсчитываем по уравнению (3-7а):

$$h_0 = (1 - \varphi_1^2) h_0 = (1 - 0,95^2) \cdot 272 = 26,5 \text{ кДж/кг}.$$

Отложив h_0 на is -диаграмме от точки A_{11} до В и проводя горизонталь от В до A_1 , определим состояние пара в выходном сечении сопел ($i_1 = 2900 \text{ кДж/кг}$ и $t_1 = 220^\circ\text{C}$). Удельный объем пара за соплами находим по таблицам водяного пара или по is -диаграмме $v_1 = 0,45 \text{ м}^3/\text{кг}$.

Площадь выходного сечения сопел определяем по уравнению (3-23):

$$f_1 = \frac{G_1 v_1}{c_1} = \frac{30 \cdot 0,45}{702} = 0,01923 \text{ м}^2 = 192,3 \text{ см}^2$$

Площадь минимального проходного сечения сопел находим по уравнению (3-19а):

$$f_{\text{мин}} = \frac{G_1}{\alpha \sqrt{p^*} \sqrt{v^*}} = \frac{30}{205 \sqrt{15/0,186}} = 0,01627 \text{ м}^2 = 162,7 \text{ см}^2.$$

Пример 3-3. Дано: $p_0 = 15 \text{ бар}$, $t_0 = 350^\circ\text{C}$, $p_1 = 5 \text{ бар}$ и $G_1 = 30 \text{ кг/сек}$ (см. пример 3-2). Определить выходное (минимальное) сечение решетки суживающихся сопел и отклонение паровой струи в косом срезе, если выходной угол решетки $\alpha_1 = 13^\circ$.

Теплосодержание пара перед решеткой $i_0 = 3146 \text{ кДж/кг}$, его скорость $c_1 = 702 \text{ м/сек}$ и удельный объем $v_1 = 0,45 \text{ м}^3/\text{кг}$ на выходе из решетки берем из

примера 3-2. Критическое давление в горле решетки определяем из соотношения $p_{кр} = 0,546 \cdot 15 = 8,2$ бар. Отсюда $i_{кр} = 2992$ кДж/кг (рис. 3-6,б).

По i -диаграмме состояния пара в точке A_{11} находим критический удельный объем $v_{кр} = 0,293$ м³/кг.

По уравнению (3-13а) находим удельный объем пара, до которого возможно расширение в косом срезе решетки,

$$v_{1a} = \frac{v_{кр}}{\sin \alpha_1} = \frac{0,293}{\sin 13^\circ} = \frac{0,293}{0,225} = 1,3 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Из сопоставления удельных объемов v_1 и v_{1a} убеждаемся, что расширение пара от 8,2 бар до 5 бар происходит в пределах косого среза решетки.

Критическую скорость в горле решетки определяем по уравнению

$$c_{кр} = \sqrt{2(i_0 - i_{кр})} = \sqrt{2(3146 - 2992) \cdot 10^3} = 556 \text{ м/сек}.$$

Синус угла выхода потока из сопловой решетки находим по уравнению (3-10):

$$\begin{aligned} \sin(\alpha_1 + \omega) &= \frac{c_{кр} v_1}{c_1 v_{1a}} \sin \alpha_1 = \\ &= \frac{556 \cdot 0,45}{702 \cdot 0,293} \cdot 0,225 = 0,2735. \end{aligned}$$

Отсюда

$$(\alpha_1 + \omega) = 15^\circ 51';$$

и угол отклонения паровой струи в косом срезе решетки составят:

$$\omega = 15^\circ 51' - 13^\circ = 2^\circ 51'.$$

Пример 3-4. Решетка расширяющих сопел (см. пример 3-2) рассчитана на параметры пара $p_0 = 15$ бар, $t_0 = 350^\circ\text{C}$, $p_1 = 5$ бар и на расход $G_1 = 30$ кг/сек. При тех же начальных параметрах пара давление за соплами повысилось до $p'_1 = 3$ бар. Определить угол отклонения струи пара в косом срезе решетки, если выхолный угол наклона сопла $\alpha_1 = 20^\circ$.

По данным основного расчета решетки (см. пример 3-2) $i_0 = 3146$ кДж/кг, $c_1 = 702$ м/сек, $\varphi = 0,95$, $v_1 = 0,45$ м³/кг.

Находим скорость пара на выходе из сопла при $p'_1 = 3$ бар

$$c'_1 = \varphi \sqrt{2(i_0 - i'_{11})} = 0,95 \sqrt{2(3146 - 2772) \cdot 10^3} = 822 \text{ м/сек},$$

где $i'_{11} = 2772$ кДж/кг найдено по i -диаграмме в точке A'_{11} (рис. 3-6,б), и потерю в соплах

$$\begin{aligned} h'_e &= (1 - \varphi^2)(i_0 - i'_{11}) = (1 - 0,95^2)(3146 - 2772) = \\ &= 36,4 \text{ кДж/кг}. \end{aligned}$$

Отложив h'_e от точки A'_{11} до B' (рис. 3-6,б) и проводя горизонталь от B' до A'_1 , найдем состояние пара за соплами $i'_1 = 2808$ кДж/кг. Для состояния пара в точке A'_1 определим удельный объем $v'_1 = 0,67$ м³/кг и температуру $t'_1 = 172,5^\circ\text{C}$. Скорость распространения звука в среде, куда происходит истечение пара, находим по уравнению (3-16):

$$c_2 = \sqrt{k p'_1 / \rho'_1} = \sqrt{1,3 \cdot 3 \cdot 10^5 / 0,67} = 511,5 \text{ м/сек},$$

где $k = 1,3$ — принято для перегретого пара.

По уравнению (3-15) определяем удельный объем пара, до которого возможно расширение в косом срезе сопловой решетки:

$$v'_{1a} = \frac{c_2}{c_1} \frac{v_1}{\sin \alpha} = \frac{511,5 \cdot 0,45}{702 \cdot \sin 20^\circ} = 0,96 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Из сопоставления v'_{1a} с v'_1 заключаем, что расширение пара от 5 до 3 бар происходит в пределах косого среза решетки.

Угол выхода струи определяем по уравнению (3-14):

$$\begin{aligned} \sin(\alpha_1 + \omega) &= \frac{c_2}{c'_1} \frac{v'_1}{v_1} \sin \alpha_1 = \\ &= \frac{702 \cdot 0,67}{822 \cdot 0,45} \sin 20^\circ = 0,435, \end{aligned}$$

откуда $(\alpha_1 + \omega) = 25^\circ 45'$.

Угол отклонения струи в косом срезе решетки

$$\omega = 25^\circ 45' - 20^\circ = 5^\circ 45'.$$

3-4. ПРЕОБРАЗОВАНИЕ ЭНЕРГИИ НА РАБОЧИХ ЛОПАТКАХ

Активная ступень

В активной ступени расширение пара происходит только в соплах. Тепловой перепад h_0 ступени переходит в кинетическую энергию полностью в соплах. На рабочих лопатках происходит лишь преобразование кинетической энергии в механическую работу. Поток пара выходит из сопловых каналов с абсолютной скоростью c_1 под углом α_1 к плоскости вращения и поступает в каналы рабочих лопаток. Вследствие вращения последних скорость потока при входе в каналы рабочих лопаток приобретает относительно стенок этих каналов другую величину и направление, по-

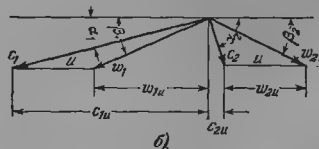
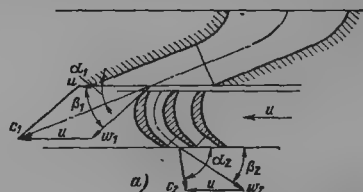


Рис. 3-7. Изменение скорости пара на рабочих лопатках активной ступени.

а — схема потока на лопатках; б — треугольники скоростей.

этому она называется относительной и обозначается w_1 . Ее величину и направление легко найти из построения так называемого входного треугольника скоростей (рис. 3-7).

Произведя геометрическое вычитание скорости u (окружная скорость по среднему диаметру лопаток) из абсолютной скорости c_1 , получаем относительную скорость w_1 . По правилам геометрического вычитания скорость c_1 является диагональю параллелограмма, а u — одной из его сторон. Следовательно, величина и направление скорости w_1 определяются второй стороной параллелограмма. Угол β_1 , определяющий направление паровой струи при входе в каналы рабочих лопаток, называется углом входа. Для обеспечения безударного входа пара на рабочие лопатки входные кромки последних должны выполняться с наклоном к плоскости вращения под углом β_1 .

Найдем скорость w_1 и угол β_1 аналитически, пользуясь формулами для косоугольных треугольников:

$$w_1 = \sqrt{c_1^2 + u^2 - 2uc_1 \cos \alpha_1}; \quad (3-24)$$

$$\sin \beta_1 = \frac{c_1}{w_1} \sin \alpha_1. \quad (3-25)$$

Вследствие кривизны канала струя пара меняет свое направление и покидает лопатки с относительной скоростью w_2 под углом β_2 к плоскости диска. Угол β_2 называется выходным углом. Угол β_2 обычно меньше β_1 , а именно $\beta_2 = \beta_1 - (2^\circ \text{ до } 10^\circ)$.

Из-за потерь энергии в лопаточных каналах (см. гл. 4) относительная скорость пара w_2 будет меньше скорости w_1 , т. е.

$$\dot{w}_2 = \psi w_1, \quad (3-26)$$

где $\psi < 1$ — коэффициент скорости, учитывающий влияние вредных сопротивлений при течении пара через каналы рабочих лопаток.

Абсолютную скорость c_2 потока, покидающего рабочие лопатки, определяют посредством геометрического сложения скорости потока w_2 и окружной скорости u , строя так называемый выходной треугольник скорости.

По правилам геометрического сложения скорость c_2 является диагональю параллелограмма, построенного на скоростях w_2 и u .

Скорость c_2 и угол α_2 можно определить аналитически:

$$c_2 = \sqrt{w_2^2 + u^2 - 2uw_2 \cos \beta_2}; \quad (3-27)$$

$$\sin \alpha_2 = \frac{w_2}{c_2} \sin \beta_2. \quad (3-28)$$

Зная изменение скоростей движения пара на входе ступени, можно определить и изменение его кинетической энергии.

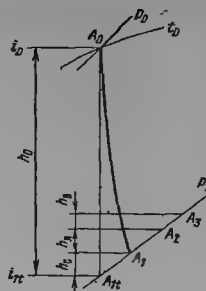


Рис. 3-8. Тепловой процесс в i -с-диаграмме на лопатках активной ступени с учетом потерь.

Вследствие вредных сопротивлений при течении пара через каналы рабочих лопаток часть кинетической энергии теряется на преодоление этих сопротивлений. Потеря кинетической энергии h_a на рабочих лопатках определяется по уравнению

$$h_a = \frac{w_1^2 - w_2^2}{2} = (1 - \psi^2) \frac{w_1^2}{2} = \left(\frac{1}{\psi^2} - 1 \right) \frac{w_2^2}{2}, \quad \text{дж/кг} \quad (3-29)$$

где $\frac{w_1^2}{2}$ — кинетическая энергия 1 кг пара при входе на рабочие лопатки;

$\frac{w_2^2}{2}$ — кинетическая энергия 1 кг пара при выходе из рабочих лопаток.

Потеря энергии в каналах рабочих лопаток, возникающая вследствие трения и преодоления других вредных сопротивлений, переходит в тепло и повышает теплосодержание пара на выходе из рабочих лопаток на величину h_{tr} . Скорость c_2 и энергия $c_2^2/2$ для данной ступени также является потерей. Эта потеря называется потерей с выходной скоростью и определяется по уравнению

$$h_b = \frac{c_2^2}{2}, \quad \text{дж/кг}. \quad (3-29a)$$

Тепловой процесс на лопатках активной ступени с учетом потерь показан на рис. 3-8. Здесь от точки A_{11} вверх отложены потери h_c , h_d и h_b . Точки A_1 , A_2 и A_3 определяют состояния пара соответственно на выходных сечениях сопла, рабочих лопаток и за их пределами.

Реактивная ступень

В аксальной реактивной ступени располагаемый перепад тепла

$$h_0 = i_0 - i_{2k} = h_{01} + h'_{02}, \quad \text{кдж/кг}, \quad (3-30)$$

активной ступени часто принимают $\alpha_1 = \beta_2$ и $\alpha_2 = \beta_1$. В этом случае $\varphi = \psi$, следовательно, и $w_2 = c_1$, а это значит, что выходной треугольник скоростей является зеркальным отражением входного (рис. 3-10).

Тепловая потеря на рабочих лопатках определяется по уравнению

$$h_n = \frac{w_{2l}^2 - w_2^2}{2} = (1 - \psi^2) \frac{w_{2l}^2}{2} = \left(\frac{1}{\psi^2} - 1 \right) \frac{w_2^2}{2}. \quad (3-35)$$

Тепловая потеря с выходной скоростью подсчитывается по уравнению

$$h_n = \frac{c_2^2}{2}. \quad (3-36)$$

Тепловой процесс реактивной ступени в *is*-диаграмме (рис. 3-9) строят следующим образом. Из точки A_0 , характеризующей начальное состояние пара с параметрами p_0 и h_0 , проводят изэнтропу до пересечения с изобарой конечного давления p_2 . Перепад тепла $A_0A'_{2t}$ срабатывается на лопатках ступени. Точка A_{1t} показывает состояние пара за направляющими лопатками без учета потерь. При учете потерь состояние пара за направляющими лопатками будет определяться точкой A_1 ; потеря энергии на направляющих лопатках h_c определена по уравнению (3-7).

В рабочих каналах происходит дальнейшее расширение пара от давления p_1 до давления p_2 . Теоретически (без учета потерь) в *is*-диаграмме этот процесс изобразится изэнтропой

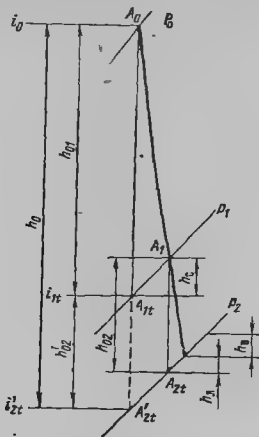


Рис. 3-11. Тепловой процесс на лопатках ступени с реактивностью около 30%.

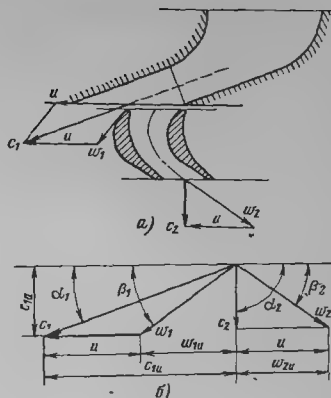


Рис. 3-12. Изменение скорости пара на лопатках с реактивностью.

а — схема потока на лопатках; б — треугольники скоростей.

$A_1A'_{2t}$. Отложив потерю в рабочих лопатках h_n , получим точку A_2 , которая характеризует состояние пара за реактивной ступенью.

Следует иметь в виду, что отрезок $A_1A'_{2t}$ несколько больше отрезка $A_1A'_{2t}$, показанного пунктиром, но разница незначительна и ею практически можно пренебречь, т. е. считать $h_{02} \approx h'_{02}$.

Ступень с произвольной степенью реакции

В современных активных турбинах широко применяются ступени с различной степенью реакции, занимающие промежуточное положение между разобранными выше случаями чисто активной и реактивной ступени.

Преобразование энергии на рабочих лопатках ступени с любой реакцией происходит по тому же принципу, что и в так называемой реактивной ступени ($\rho = 0,5$), с той разницей, что основная доля располагаемого теплосоперпада ступени при малой степени реакции приходится на неподвижные направляющие лопатки (сопла).

Для ступени с любой степенью реакции справедливы зависимости, выведенные выше для реактивной ступени.

Тепловой процесс ступени с реактивностью около 30% представлен на рис. 3-11. Из рисунка следует, что $h_{01} > h_{02}$, т. е. примерно 70% располагаемой энергии ступени h_0 срабатывается в сопловых каналах, а оставшаяся часть — в каналах рабочих лопаток. Треугольники скоростей этой ступени показаны на рис. 3-12.

3.5. ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАЗМЕРОВ ЛОПАТОК ТУРБИНЫ

Определение размеров сопл

Подвод пара к соплам турбины называется полным, если сопла расположены по всей окружности и пар поступает сразу на все рабочие лопатки. Если же сопла расположены на части окружности, то такой подвод пара к ступени называют парциальным.

Отношение длины дуги m_1 , занятой соплами, к длине окружности πd называют степенью парциальности и обозначают

$$\varepsilon = \frac{m_1}{\pi d} = \frac{l_1 z_1}{\pi d}, \quad (3-37)$$

где d — средний диаметр ступени;

l_1 — шаг сопл по средней окружности;

z_1 — число сопловых каналов.

Выходная площадь суживающегося сопла, нормальная к вектору скорости c_1 , определяется из соотношения

$$f_1 = a_1 l_1 z_1, \quad (3-38)$$

где a_1 — ширина выходного (минимального) сечения сопла;

l_1 — высота сопла со стороны выхода пара;

z_1 — число сопловых каналов.

Уравнение неразрывности для выходного сечения сопл имеет вид:

$$G_1 v_1 = f_1 c_1, \quad (3-39)$$

где G_1 — расход пара через сопла, кг/сек;

v_1 — удельный объем пара в выходном сечении сопл, м³/кг;

c_1 — скорость пара в выходном сечении сопл.

Из уравнений (3-37), (3-38) и (3-39) получим:

$$G_1 v_1 = a_1 l_1 z_1 c_1 = l_1 l_1 z_1 \sin \alpha_1 = \pi d \varepsilon l_1 c_1 \sin \alpha_1. \quad (3-40)$$

Из последнего уравнения находим:

$$l_1 = \frac{G_1 v_1}{\pi d \varepsilon c_1 \sin \alpha_1}, \quad (3-41)$$

или

$$\varepsilon = \frac{G_1 v_1}{\pi d l_1 c_1 \sin \alpha_1}. \quad (3-42)$$

Уравнения (3-41) и (3-42) позволяют определить основные размеры соплового аппарата. Так как все величины, кроме l_1 и ε , в этих уравнениях известны из теплового расчета, то, принимая ε , можно определить l_1 или, задаваясь l_1 , подсчитать ε .

Как будет показано ниже, потеря энергии в соплах увеличивается с уменьшением высоты сопл и степени парциальности.

Для турбины малой мощности с малым пропуском пара при скорости вращения 3000 об/мин значения l_1 и ε получаются малыми. В этих случаях у стационарных паровых турбин повышают рабочее число оборотов до 5000—6000 в минуту, а иногда и выше. Это позволяет уменьшить диаметр рабочего колеса при сохранении окружной скорости и тем самым получить более высокие значения l_1 и ε . У современных стационарных паровых турбин во всех ступенях, кроме регулирующих, подвод пара осуществляется по полной окружности, т. е. с парциальностью $\varepsilon = 1$. В этом случае высота сопл определяется по уравнению

$$l_1 = \frac{G_1 v_1}{\pi d c_1 \sin \alpha_1}. \quad (3-43)$$

Определение размеров рабочих лопаток

Входная высота лопатки l_2 (рис. 3-13) выбирается несколько больше высоты сопла. Для коротких лопаток l_2 принимается на 2—4 мм больше, чем l_1 ; для длинных лопаток разница между l_2 и l_1 составляет 4 мм и более.

Выходное сечение каналов рабочих лопаток в направлении, перпендикулярном к направлению потока пара, определяется из уравнения неразрывности

$$f_2 = \frac{G_2 v_2}{w_2}, \quad (3-44)$$

где G_2 — расход пара через рабочие лопатки (с достаточной точностью можно считать $G_2 \approx G_1$), кг/сек;

v_2 — удельный объем пара на выходе из рабочих лопаток, в точке A_2 (рис. 3-8 и 3-9), м³/кг;

w_2 — относительная скорость пара в выходном сечении рабочих лопаток, м/сек.

Поменив индекс «1» на «2» в уравнениях (3-37) и (3-38), из (3-43) получим:

$$G_2 v_2 = a_2 l_2 z_2 w_2 = l_2 l_2 z_2 \sin \beta_2 = \pi d \varepsilon l_2 w_2 \sin \beta_2, \quad (3-45)$$

где d — диаметр средней окружности;

a_2 — ширина выходного сечения лопаток;

l_2 — шаг лопаток по средней окружности;

l_2 — выходная высота рабочей лопатки;

z_2 — число рабочих лопаток.

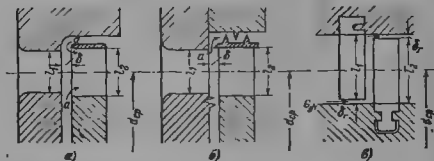


Рис. 3-13. Схема турбинной ступени.
а, б — активной; в — реактивной ($\beta \approx 50^\circ$ β_0).

Из уравнения (3-45) находим:

$$I_2 = \frac{G_2 v_2}{\pi d \omega_2 \sin \beta_2} \quad (3-46)$$

При полном подводе пара, характерном для промежуточных ступеней, $\epsilon=1$, и тогда высота рабочих лопаток определяется уравнением (3-45):

$$I_2 = \frac{G_2 v_2}{\pi d \omega_2 \sin \beta_2} \quad (3-46a)$$

Из треугольников скоростей (рис. 3-7) имеем:

$$c_1 \sin \alpha_1 = c_{1a}; \quad \omega_2 \sin \beta_2 = c_{2a},$$

где c_{1a} и c_{2a} — проекция скоростей c_1 и ω_2 на осевое направление.

Если ввести эти обозначения в уравнения (3-41), (3-46) и разделить одно на другое, то получим:

$$\frac{I_2}{I_1} = \frac{v_2 c_{1a}}{c_1 c_{2a}}, \quad (3-47)$$

откуда

$$I_2 = I_1 \frac{v_2 c_{1a}}{c_1 c_{2a}} \quad (3-48)$$

По условиям плавности проточной части и заполнения сечения каналов не следует допускать слишком большой разницы между высотами I_1 и I_2 .

Глава четвертая

ТЕПЛОВЫЕ ПОТЕРИ В СТУПЕНИ ПАРОВОЙ ТУРБИНЫ И ЕЕ КОЭФФИЦИЕНТ ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ

4-1. КЛАССИФИКАЦИЯ ПОТЕРЬ В ТУРБИНАХ

Общая величина потеря в турбине определяется разницей между теоретической мощностью N_t и действительной $N_{\text{де}}$ на валу турбины:

$$\Delta N_n = N_t - N_{\text{де}} \quad (4-1)$$

Все потери, возникающие в паровой турбине, можно разделить на две группы:

потери внутри турбины, т. е. потери, непосредственно влияющие на изменение состояния рабочего тела при его расширении в турбине;

потери внешние, т. е. потери, которые не влияют на изменение состояния рабочего тела при его расширении в турбине.

К первой группе потерь можно отнести:

потери в клапанах, потери в соплах (направляющих лопатках), потери на рабочих лопатках, потери с выходной скоростью, потери на трение и вентиляцию, потери через внутренние зазоры, потери от влажности пара, потери в выпускном патрубке.

Ко второй группе потерь можно отнести: потери от утечек через концевые уплотнения, механические потери.

4-2. ПОТЕРИ В КЛАПАНАХ

Пар, поступающий в турбину, должен пройти через запорные и регулирующие органы, установленные перед турбиной: главный стопорный и регулирующие клапаны.

Стопорный и регулирующие клапаны относятся непосредственно к турбине и составляют одну из ее конструктивных частей. Таким образом, состояние свежего пара перед турбиной

характеризуется его состоянием перед стопорным клапаном.

Протекание пара через стопорный и регулирующие клапаны сопровождается потерями давления, т. е. связано с дросселированием (мягнением) пара. Можно принять, что при дросселировании теплосодержание пара не изменяется, т. е. $i_0 = \text{const}$.

Величина потери давления от дросселирования при полностью открытых клапанах может составить до 5% давления свежего пара p_0 .

В современных паровых турбинах в связи с применением хорошо обтекаемых форм регулирующих клапанов удается уменьшить потерю давления до 3%. При расчетах рекомендуется принимать потерю давления от дросселирования в пределах

$$\Delta p_n = (0,03 - 0,05) p_0 \quad (4-2)$$

Процесс дросселирования в паровпускных органах, снижая давление свежего пара до $p'_0 = p_0 - \Delta p_n$, уменьшает располагаемый теплотерг турбины на величину потери дросселирования $\Delta H_n = H_0 - H'_0$.

4-3. ПОТЕРИ В СОПЛАХ ИЛИ НАПРАВЛЯЮЩИХ ЛОПАТКАХ

Потери кинетической энергии в соплах возникают при обтекании профилей за счет потерь при поступлении рабочего тела в сопла, трения частиц о стенки сопла, поворота струи, нарастания пограничного слоя, вихревых движений в кромоном следе за соплами (кромоновые потери), концевых потерь у торцовых стенок и т. д.

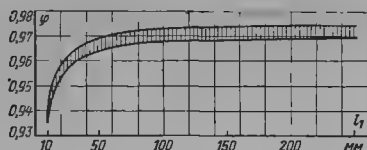


Рис. 4-1. Коэффициент скорости ϕ для сопловых лопаток с суживающимися каналами в зависимости от высоты l_1 .

Потеря скорости истечения учитывается интегрально скоростным коэффициентом ϕ . Как показали опыты, величина ϕ в основном зависит от размеров соплового канала (длины, высоты и радиуса кривизны), состояния поверхности стенок сопла и скорости рабочего тела. Скоростной коэффициент ϕ сильно зависит от высоты сопла: с уменьшением высоты он резко снижается.

Коэффициент ϕ можно принимать при грубо отлитых соплах в пределах 0,93—0,94, при тщательно отлитых и обработанных соплах 0,95—0,96 и при тщательно фрезерованных соплах 0,96—0,975.

Для оценки ϕ при расчете сопел рекомендуется график, приведенный на рис. 4-1.

Величина потери энергии в соплах h_c определяется по уравнению (3-7).

В расширяющихся соплах при противодавлениях выше расчетного появляется скачок уплотнения, тепловые потери увеличиваются и соответственно уменьшается коэффициент ϕ . Поэтому при расчете расширяющихся сопел на режимах, отличающихся от расчетного в сторону увеличения противодавления, следует принимать более низкие значения ϕ .

Если при падении противодавления режим работы отклоняется от расчетного настолько, что расширение пара заканчивается за пределами косого среза сопла, то в этом случае энергия расширения пара за пределами косого среза является потерянной, и это должно учитываться соответствующим уменьшением коэффициента скорости ϕ .

4-4. ПОТЕРИ НА РАБОЧИХ ЛОПАТКАХ

Общая потеря энергии на рабочих лопатках h_d обуславливается рядом отдельных факторов и учитывается скоростным коэффициентом ψ .

Эта общая потеря складывается из следующих компонентов.

Кромочные потери. По выходе из сопла пар в виде отдельных струек поступает в кольцевой межлопаточный зазор. Эти струйки, оставляя сопловые каналы, создают сплошной поток, в котором вследствие срыва струек с выходных кромок сопловых лопаток обра-

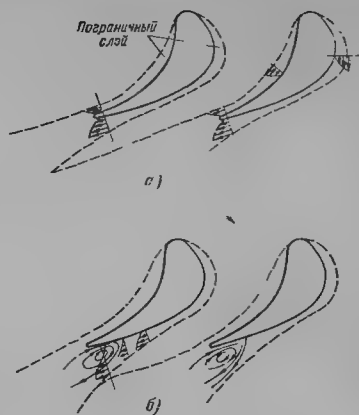


Рис. 4-2. Схематическое образование пограничного слоя на профиле в реактивной решетке

а — без вихревых движений; б — с вихревым движением.

зуются вихревые шнуры. Таким образом, из-за наличия вихревого движения пара за выходными кромками сопловых лопаток возникают потери, называемые кромочными (рис. 4-2 и 4-3). Кромочные потери влияют на величину ψ ; нарушая однородность потока при входе на рабочие лопатки и образуя потери в рабочих каналах (потери от периодической нестационарности потока). Эти потери зависят от толщины выходных кромок сопловых лопаток, а также от толщины входных кромок рабочих лопаток.

Потери через зазор. Для любой конструкции лопаточного венца неизбежны частичный подсос или утечка пара через зазор δ (см. рис. 3-13), вызывающий потерю энергии. Для улавливания струи при входе на рабочие лопатки высота их выполняется больше

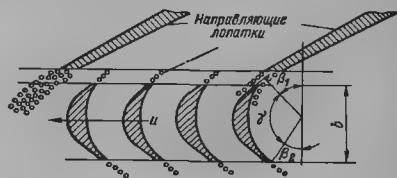


Рис. 4-3. Схематическое изображение потока в турбинной ступени.

выходной высоты сопл. Вследствие частичного незаполнения входного сечения рабочих лопаток в чисто активной ступени вблизи стыков лопаток с банджом и диском образуется мертвая зона, что приводит к подосу пара из окружающего пространства в направлении, показанном стрелками a (рис. 3-13, a). Отрицательное влияние поддоса может быть уменьшено применением уплотнения зазоров и введением реакции.

Увеличение реакции на лопатках приведет к обратному течению пара через радиальный зазор между банджом лопаток и корпусом турбины, т. е. к появлению потерь от протечек.

Однако, как показали экспериментальные исследования, отрицательное влияние утечек на экономичность ступени сказывается меньше, чем поддосов. Поэтому современные паровые турбины активного типа рассчитываются таким образом, чтобы в достаточно широком диапазоне режимов работы их ступени имели положительную степень реакции.

Потери от трения струи о поверхность лопаток. Движение пара через лопаточные каналы сопровождается трением, на преодоление которого затрачивается часть энергии.

Потери от трения зависят от длины пути потока, т. е. от хорды лопатки b при соответствующей кривизне профиля лопатки, а также от состояния поверхности, условий обтекания решеткой и т. д.

Потери концевые и от поворота струи. Поток пара, протекая через криволинейные каналы турбинной решетки с конечными размерами, обладает градиентом давления как в поперечном сечении, так и по высоте. В этих условиях возникают вторичные течения, вызывая дополнительные потери энергии.

Потери от поворота потока зависят от угла поворота $\gamma = 180 - (\beta_1 + \beta_2)$ (рис. 4-3). С увеличением угла γ , т. е. уменьшением углов β_1 и β_2 , эти потери сильно возрастают и являются по существу самой значительной из перечисленных потерь.

Потери от перекрыши. Разница в высотах между l'_2 и l_1 (где l'_2 — входная высота рабочей лопатки; на рис. 3-13 $l'_2 = l_2$), т. е. перекрыша лопаток, увеличивая неравномерность потока на входе в рабочие каналы, как правило, приводит к увеличению толщины пограничного слоя и соответствующему повышению потерь.

Суммарная потеря, возникающая от рассмотренных выше факторов, зависит также и от скорости пара w , реакции на лопатках, их высоты.

Все факторы, влияющие на потери в лопатках, учитываются суммарно скоростным коэффициентом ψ . Для оценки потерь на лопатках

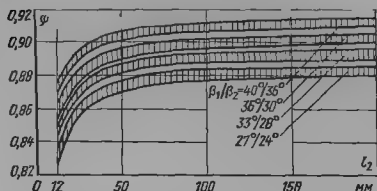


Рис. 4-4. Коэффициент скорости ψ для рабочих лопаток активных турбин в зависимости от высоты l_2 для лопаток различной кривизны.

активных турбин можно пользоваться графиком, приведенным на рис. 4-4.

Для лопаток с умеренной реактивностью ($\rho = 6 \div 12\%$) значения коэффициента скорости ψ следует принимать на 1,5–2% выше, чем для чисто активных лопаток.

Для реактивных лопаток ($\rho \approx 50\%$) ψ можно принимать от 0,95 до 0,96.

Потеря энергии на рабочих лопатках определяется по уравнению (3-29) и (3-35).

Для уменьшения потерь на рабочих лопатках необходимо правильно подбирать соотношение размеров: шага t_2 , радиуса кривизны r , профиля лопатки и углов входа и выхода β_1 и β_2 . По Бриллину наиболее выгодный шаг лопаток

$$t_2 = \frac{r}{\sin \beta_1 + \sin \beta_2} \quad (4-3)$$

4-5. ПОТЕРИ С ВЫХОДНОЙ СКОРОСТЬЮ

На выходе из рабочих лопаток пар обладает абсолютной скоростью c_2 . В многоступенчатых турбинах скоростная энергия отработавшего пара предыдущей ступени может быть полностью или частично использована в соплах последующей ступени. Для этого необходимо, чтобы зазор между рабочими лопатками предшествующей ступени и соплами следующей был небольшим.

Величина потери энергии с выходной скоростью в тепловых единицах определяется по уравнению (3-36).

Выходная потеря h_n повышает энтальпию отработавшего пара и откладывается на i -диаграмме после потерь h_c и h_d или после всех внутренних потерь в ступени.

Потеря с выходной скоростью в последней ступени у турбин малой и средней мощности при неглубоких вакуумах обычно не превосходит 1–2% располагаемого теплоперепада турбины. В турбинах большой мощности и в турбинах, работающих с глубоким вакуумом, эта потеря может достигать 3–5% всего располагаемого теплоперепада турбины.

4.6. ПОТЕРИ НА ТРЕНИЕ И ВЕНТИЛЯЦИЮ

Между вращающимся диском и окружающей его средой возникает трение, так как вращающийся диск захватывает находящиеся вблизи частицы пара и сообщает им ускорение. На преодоление трения и сообщение ускорения затрачивается определенное количество механической работы. Работа, затрачиваемая на преодоление этих сопротивлений, превращается в тепло и повышает энтальпию пара.

При парциальном подводе на длине дуги, не занятой соплами, происходит вихревое движение пара в каналах рабочих лопаток. Это вихревое движение обуславливает вентиляционную потерю. Вентиляционная потеря состоит в основном из следующих составляющих: трения и удара рабочего тела о лопатки, вентиляционного действия лопаток, прерывистого поступления рабочего тела на лопатки парциального диска. Кроме того, при парциальном подводе только та часть лопаточных каналов диска заполнена паром, движущимся с расчетной скоростью, которая в данный момент находится напротив сопл. Все остальные каналы заполнены застойным паром. При подходе этих каналов к соплам рабочий пар затрачивает часть своей энергии на выталкивание застойного пара и его ускорение. Потерю энергии на выталкивание называют потерей на «выколачивание». На преодоление этих вредных сопротивлений затрачивается механическая работа, которая переходит в тепло и, следовательно, вызывает соответствующее повышение энтальпии пара.

Для определения потерь на трение и вентиляцию часто применяют эмпирическую формулу Стодола

$$N_{т.в} = \frac{\lambda}{v} [1.07d^2 + 0.61 (1 - \epsilon) d l_2^2] \frac{u^3}{10^6}, \quad (4-4)$$

где $N_{т.в}$ — мощность, затрачиваемая на трение диска и вентиляцию, кВт;

λ — коэффициент, значение которого (по Ленинскому) для воздуха, газа и высокоперегретого пара принимают равным 1,0, для перегретого пара — от 1,1 до 1,2 и для насыщенного пара 1,3;

d — средний диаметр ступени, м;

ϵ — степень парциальности;

l_2 — высота рабочей лопатки¹, см;

u — окружная скорость на окружности среднего диаметра, м/сек;

v — удельный объем среды, в которой вращается диск, м³/кг.

¹ Для двух- и трехвенечных дисков в формулу (4-4) вместо l_2 необходимо подставить сумму высот рабочих лопаток в степени 1,5 всех ступеней¹ скорости, т. е. $l_1^{1.5} + (l_2')^{1.5} + (l_3')^{1.5}$.

Потери на трение и вентиляцию в тепловых единицах (кдж/кг) определяют по уравнению

$$\Delta h_{т.в} = \frac{N_{т.в}}{G}, \quad (4-5)$$

где G — расход пара через ступень, кг/сек.

Потери на трение и вентиляцию $\Delta h_{т.в}$ переходят в тепло и повышают теплосодержание пара. На i -диаграмме их откладывают так же, как и потери h_c , h_d и h_n (рис. 3-8 и рис. 3-9).

Величина $\Delta h_{т.в}$ получается значительной для двух- и трехвенечных дисков с парциальным подводом, работающих в среде высокого давления. Для тех ступеней турбины, которые расположены в части низкого давления и имеют подвод пара по полной окружности ($\epsilon = 1$), величина $\Delta h_{т.в}$ невелика.

Для последних ступеней паровых конденсационных турбин величиной $\Delta h_{т.в}$ вообще можно пренебречь.

В реактивных турбинах при отсутствии дисков и наличии полного подвода пара потерями от трения обычно пренебрегают, так как при барабанной конструкции они незначительны, а потеря на вентиляцию отсутствует.

4.7. ПОТЕРИ ЧЕРЕЗ ВНУТРЕННИЕ ЗАЗОРЫ ДИАФРАГМ

Потери в активных турбинах

На рис. 4-5а представлена схема ступени давления активной турбины. По обе стороны диафрагмы, закрепленной в корпусе, устанавливается разность давлений, необходимая для придания определенной скорости паровому потоку, вытекающему из сопл. Так как рабочие диски вращаются вместе с валом, а диафрагмы закреплены в корпусе турбины неподвижно, то между ступицей диска и диафрагмой имеется кольцевой зазор. Вследствие разности давлений через этот зазор протекает некоторое количество пара, минуя сопловой аппарат и не совершая полезной работы. Утечка через зазоры диафрагм вызывает повышение энтальпии пара, выходящего из ступени, и представляет потерю, которая может быть учтена при построении процесса на i -диаграмме.

Для уменьшения протечек пара через зазоры между ступицами дисков и диафрагмами в последние устанавливают лабиринтовые уплотнения (рис. 4-5а).

Давление пара перед диафрагмой равно p_0 , а перед рабочим колесом p_1 . Следовательно, весь перепад давлений от p_0 до p_1 распределяется между лабиринтовыми камерами А, В, С, D, E и F. В первом зазоре (щели) давление снижается до p' . Скорость пара c' , которая возникает в щели в результате расширения, полностью теряется в камере А вследствие

то изменение состояния в лабиринтах с достаточной точностью подчиняется закону

$$p'v' = p''v'' = p_0v_0 = pv = \text{const} = B, \quad (4-11)$$

откуда $v = \frac{B}{p}$.

Подставляя в уравнение (4-10) вместо v значение B/p , получаем:

$$(p' - p'')p = \frac{B}{2} \left(\frac{G_{\text{гт}}}{316,2\mu f_s} \right)^2. \quad (4-12)$$

Если обозначить $p' - p'' = -\Delta p$ и разделить обе части уравнения (4-12) на Δx (рис. 4-5, б), то будем иметь:

$$-\frac{\Delta p}{\Delta x} p = \frac{B}{2} \left(\frac{G_{\text{гт}}}{316,2\mu f_s} \right)^2 \frac{1}{\Delta x} = \frac{a}{\Delta x}, \quad (4-13)$$

где $a = \frac{B}{2} \left(\frac{G_{\text{гт}}}{316,2\mu f_s} \right)^2$.

Для малой разности давлений с достаточной точностью можно положить

$$\frac{\Delta p}{\Delta x} = \frac{dp}{dx}.$$

Тогда уравнение (4-13) примет вид:

$$-p \frac{dp}{dx} = \frac{a}{\Delta x}$$

или

$$-p dp = \frac{a}{\Delta x} dx. \quad (4-14)$$

Интегрируя последнее уравнение в пределах от p_0 до p_1 и от x_0 до x_1 (рис. 4-5, б), находим:

$$p_0^2 - p_1^2 = 2a \frac{x_1 - x_0}{\Delta x}. \quad (4-15)$$

Из рис. 4-5, б следует, что $\frac{x_1 - x_0}{\Delta x}$ представляет собой число лабиринтов z .

Тогда, принимая во внимание последнее условие и заменяя B на a из уравнений (4-11), (4-13) и (4-15), получаем окончательно:

$$G_{\text{гт}} = 316,2\mu f_s \sqrt{\frac{p_0^2 - p_1^2}{p_0 v_0 z}}. \quad (4-16)$$

Если в последнем лабиринте возникает критическая скорость, то расход пара через щель этого лабиринта (а следовательно, и через все уплотнение) можно определить по формуле

$$G_{\text{гт}} = 316,2\mu f_s \sqrt{\frac{p_s}{v_s}} = 316,2\mu f_s \frac{p_s}{\sqrt{p_s v_s}}, \quad (4-17)$$

где p_s и v_s — давление и удельный объем пара в камере последнего лабиринта E .

Расход пара через предшествующие ($z-1$) лабиринты в соответствии с уравнением (4-16)

$$G_{\text{гт}} = 316,2\mu f_s \sqrt{\frac{p_0^2 - p_s^2}{p_0 v_0 (z-1)}}. \quad (4-18)$$

Приравняв правые части уравнений (4-17) и (4-18), получаем:

$$a^2 \frac{p_s^2}{z-1} = \frac{p_0^2 - p_s^2}{z-1},$$

откуда

$$p_s = \frac{p_0}{\sqrt{a^2 (z-1) + 1}}. \quad (4-19)$$

Подставляя значение p_s из уравнения (4-19) в уравнение (4-17), находим:

$$G_{\text{гт}} = 316,2\mu f_s \frac{p_0}{\sqrt{[a^2 (z-1) + 1] p_0 v_0}}. \quad (4-20)$$

Для решения вопроса о том, в каких случаях нужно применять уравнение (4-16), а в каких — (4-20), надо найти критическое давление пара за уплотнением.

Для любого газа можем принимать $p_{\text{кр}} = v_{\text{кр}} p_s$. Заменяя в уравнении (4-19) p_s его значением из последнего условия, получаем:

$$p_{\text{кр}} = v_{\text{кр}} \frac{p_0}{\sqrt{a^2 (z-1) + 1}}. \quad (4-21)$$

Подставляя в это уравнение численные значения $v_{\text{кр}}$ и a , можем определить $p_{\text{кр}}$. Например, для перегретого пара можно принять $v_{\text{кр}} = 0,55$ и $a = 0,649$; тогда, подставляя эти значения в уравнение (4-21) и произведя вычисления, получаем:

$$p_{\text{кр}} = 0,55 p_0 \sqrt{\frac{1}{0,649^2 (z-1) + 1}} = \frac{0,85 p_0}{\sqrt{z + 1,375}}. \quad (4-22)$$

При заданных p_0 , p_1 и числе лабиринтов z определение утечек ($G_{\text{гт}}$) производится следующим образом. Если величины давления $p_{\text{кр}}$, полученная из уравнения (4-21), окажется меньше p_1 , то скорость пара в последнем лабиринте меньше критической и расход пара нужно определять по уравнению (4-16). Если же $p_{\text{кр}}$ окажется больше p_1 , то в последнем лабиринте будет критическая скорость и расчет утечек следует производить по уравнению (4-20).

Следует заметить, что при критических скоростях потока в последнем лабиринте утечка через уплотнение получается большой, заметно понижая экономичность турбины. Поэтому при конструировании лабиринтовых уплотнений подбирают такое число гребней z , которое необходимо, чтобы скорость в последнем лаби-

ринте была ниже критической, а утечка пара — минимально возможной.

Коэффициент расхода μ принимается в зависимости от конструкции лабиринтов, толщины гребешков и формы щели по рис. 4-6.

Тепловые потери через лабиринтовое уплотнение диафрагмы определяем, используя уравнение смещения тепловых потоков за рабочими лопатками,

$$G_{yt}i_0 + G_c i_2 = (G_{yt} + G_c) i_{см} = G_0 i_{см}, \quad (4-23)$$

где G_0 — расход пара через ступень турбины;
 G_c — расход пара через каналы сопловых лопаток;

i_2 — энтальпия пара за рабочими лопатками;

$i_{см}$ — энтальпия смеси потоков $(G_{yt} + G_c)$ за рабочими лопатками.

Из уравнения (4-23) находим энтальпию смеси (см. рис. 4-7)

$$i_{см} = \frac{G_{yt}i_0 + G_c i_2}{G_{yt} + G_c}. \quad (4-24)$$

Величина тепловых потерь от протечек пара через уплотнение диафрагмы равняется разности $i_{см} - i_2$, т. е.

$$h_{yt} = i_{см} - i_2, \text{ кДж/кг}. \quad (4-24a)$$

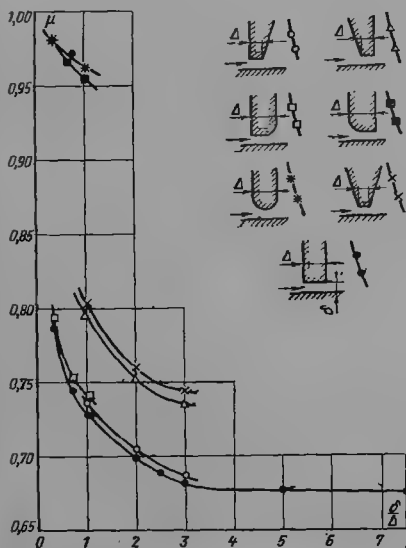


Рис. 4-6. Коэффициент расхода μ для учета утечки в лабиринтовых уплотнениях.

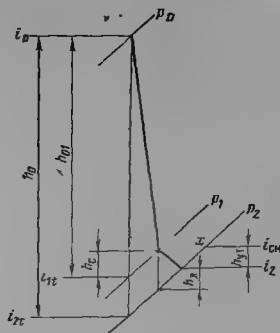


Рис. 4-7. Тепловой процесс в ступени турбины.

На рис. 4-7 показано, как откладывается тепловая потеря от утечки пара через лабиринтовое уплотнение диафрагмы. Все последующие тепловые потери в ступени откладываются вверх от точки х.

Уравнение (4-24) для определения $i_{см}$ является приближенным как для активной, так и особенно для ступени с реактивностью. Оно не учитывает протечек пара через радиальные зазоры между рабочими лопатками и корпусом турбины, которые увеличиваются с ростом реакции ступени.

Когда величина утечки G_{yt} тем или иным способом определена, то вызванная ею потеря теплового перепада ступени может быть определена по следующей формуле:

$$h_{yt} = \frac{G_{yt}}{G_0} h_0, \text{ кДж/кг}, \quad (4-24б)$$

где G_0 — полный расход пара через ступень, равный $G_c + G_{yt}$, а G_c — расход пара через сопла.

Как уже отмечалось выше, ступени современных паровых турбин активного типа с целью улучшения экономичности их работы на переменном режиме рассчитываются с той или иной положительной степенью реактивности. Чтобы снять чрезмерные осевые усилия с упорных подшипников, в дисках этих турбин делают так называемые разгрузочные отверстия, помогающие выравниванию давлений по обе стороны дисков. Однако наличие разгрузочных отверстий в дисках сильно усложняет расчеты по протечкам пара через зазоры в проточной части турбины¹.

Пример 4-1. Определить утечку пара через лабиринтовое уплотнение диафрагмы паровой турбины, если состояние пара перед диафрагмой $p_0 = 60$ бар и $i_0 =$

¹ А. В. Щегляев. Паровые турбины. М., «Энергия», 1967.

$=480^\circ\text{C}$, давление за диафрагмой $p_1=50$ бар, число лабиринтов $z=12$, диаметр рала $d=400$ мм и зазор между уплотнениями диафрагмы и валом $\delta=0,3$ мм. Удельный объем пара для состояния перед диафрагмой $v_0=0,055$ м³/кг.

Площадь зазора для прохода пара

$$f_z = \pi \delta b = \pi \cdot 0,40 \cdot 0,0003 = 0,000375 \text{ м}^2.$$

Отношение давления на диафрагму

$$\frac{p_1}{p_0} = \frac{50}{60} = 0,834 > \chi_{кр}.$$

Следовательно, в последнем лабиринте уплотнения исключается критическая скорость и утечки пара подсчитывают по уравнению (4-16):

$$G_{ут} = 316,2 \cdot 0,74 \cdot 0,000375 \times \sqrt{\frac{60^2 - 50^2}{60 \cdot 0,055 \cdot 12}} = 0,46 \text{ кг/сек.}$$

где $\mu=0,74$ принят по графику рис. 4-6 в соответствии с δ/Δ в типом конструкции гребня уплотнения.

Потери в реактивных турбинах

На рис. 3-13,б показана схема ступени аксиальной реактивной турбины. Направляющие лопатки закрепляются непосредственно в корпусе, а рабочие — в стенках барабана ротора. Таким образом, как между направляющими лопатками и барабаном ротора, так и между рабочими лопатками и корпусом турбины образуются радиальные зазоры. Величину зазора δ , выбирают с таким расчетом, чтобы при работе турбины не произошло задеваний движущихся частей за неподвижные.

Так как по обе стороны направляющих и рабочих лопаток имеется перепад давлений, то через зазоры δ , будет протекать некоторое количество пара, не совершая полезной работы.

При расчетах тепловые потери через радиальные зазоры можно определять по формуле:

$$h_{ут} = \frac{\delta_r}{l \sin \alpha_1} (i_0 - i_2), \quad (4-25)$$

где α_1 — угол наклона потока, выходящего с направляющих лопаток, град;

δ_r — величина радиального зазора, мм;

l — высота направляющих лопаток, мм;

i_0 — энтальпия пара перед направляющими лопатками, кДж/кг;

i_2 — энтальпия пара за рабочими лопатками с учетом всех потерь, кроме утечек, кДж/кг.

¹ Так как обычно в реактивной ступени $\alpha_1=\alpha_2$, то формула (4-25) пригодна и для оценки утечки через зазоры между рабочими лопатками и корпусом, т. е. для ступени в целом.

Тепловую потерю через зазоры можно определять также и по эмпирической формуле Андерхуба

$$h_{ут} = 1,72 \frac{\delta_r^{1,4}}{l} h_0. \quad (4-25a)$$

4-8. ПОТЕРИ ОТ ВЛАЖНОСТИ ПАРА

В турбинах конденсационного типа последние ступени работают в области влажного пара. Образующиеся в результате конденсации пара капельки воды под действием центробежных сил отбрасываются к периферии. Одновременно капельки воды получают ускорение от частиц пара основного потока. На сообщение ускорения каплям воды расходуется некоторое количество энергии.

Вследствие того, что абсолютная скорость истечения пара из сопла c_1 значительно больше скорости частичек воды $c_{1в}$, направление вектора относительной скорости входа капель воды на рабочие лопатки $\psi_{1в}$ отличается от направления входа пара. Поэтому капельки воды движутся под иерасчетным углом к рабочим лопаткам и ударяют в их спинки.

Удары капелек воды в спинки рабочих лопаток не проходят бесследно для работы ступени. С одной стороны, входные кромки рабочих лопаток, как показал опыт эксплуатации паровых турбин, подвергаются износу. С другой стороны, на ускорение капелек воды расходуется некоторое количество энергии.

В области влажного пара в связи с частичным выделением влаги работу совершает не все количество пара, проходящего через ступень, а только часть его. С достаточной для практических целей точностью потерю от влажности пара можно определять по уравнению

$$h_{вл} = (1-x) h_i. \quad (4-26)$$

Здесь h_i — использованный перепад тепла ступени с учетом асех потерь, кроме потери от влажности;

x — средняя степень сухости пара в ступени,

$$x = \frac{x_1 + x_2}{2},$$

где x_1 и x_2 — степени сухости пара соответственно перед соплами и за рабочими лопатками.

4-9. ПОТЕРИ В ВЫПУСКНОМ ПАТРУБЕ

Отработавший пар отводится из проточной части турбины через выпускной патрубок с некоторой скоростью. В паровых турбинах с противодавлением скорости пара в выпускных патрубках относительно невелики (40—

60 м/сек). В конденсационных турбинах скорости в выпускных патрубках достигают значений 100—120 м/сек.

Кинетическая энергия, с которой пар покидает проточную часть турбины, полностью теряется. Величину потери давления в выпускном патрубке можно определять по формуле

$$\Delta p_{\text{в}} = p_2 - p_{2\text{в}} = \lambda \left(\frac{c_{\text{в}}}{100} \right)^2 p_{2\text{в}} \quad (4-27)$$

где p_2 — давление пара за лопатками турбины;
 $p_{2\text{в}}$ — давление пара в выпускном патрубке;
 $c_{\text{в}}$ — скорость пара в выпускном патрубке;
 λ — коэффициент, который можно принимать от 0,07 до 0,1.

Потери в выпускном патрубке турбины повышают энтальпию отработавшего пара, уменьшая полезно использованное тепло.

4-10. ВНЕШНИЕ ПОТЕРИ

Потери от утечек пара через концевые уплотнения

Уплотнения турбины со стороны высокого давления обычно выполняются секционными, с различными диаметрами вала для каждой секции и разными расходами пара через секции. Отсос пара из уплотнений после каждой секции часто используется для регенеративного подогрева питательной воды.

Чтобы обеспечить минимальные протечки пара через концевые лабиринтовые уплотнения, число грейбей в уплотнениях по секциям принимается большим, что значительно снижает скорости пара в зазорах и, следовательно, величину протечек пара через них. Поэтому для любой секции уплотнений величина протечек пара определяется по уравнению (4-16).

В турбине (при давлении пара в ее корпусе выше атмосферного) часть пара вытекает наружу через уплотнения. В конденсационной паровой турбине со стороны выпускного патрубка, чтобы избежать подсосов воздуха в конденсатор, к лабиринтовым уплотнениям подводится пар с давлением несколько выше атмосферного.

При расчете концевых уплотнений могут встретиться случаи, когда необходимо определить число лабиринтов по заданным расходам пара и перепаду давлений. При решении таких задач сначала можно воспользоваться любым из уравнений (4-16) и (4-20). Затем по уравнениям (4-21) определить $p_{\text{ср}}$ и сравнить его с давлением p_2 (давление среды, куда вытекает пар). Если окажется, что расчет произведен неправильно, то следует выполнить его заново, применив другое уравнение.

Механические потери

Эти потери обуславливаются затратой части энергии на преодоление сопротивлений в опорных и упорных подшипниках (включая опорные подшипники генератора или другой машины, соединенной с валом турбины), на привод системы регулирования и главного масляного насоса.

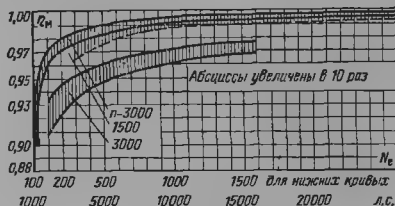


Рис. 4-8. Механический к п д турбомашин.

Механические потери в турбоагрегате учитываются механическим к. п. д. $\eta_{\text{м}}$. Сумма механических потерь может быть определена только опытным путем.

При расчетах можно пользоваться кривыми $\eta_{\text{м}}$, приведенными на рис. 4-8, которые дают представление о средней величине механического к. п. д. турбин разной мощности, находящихся в хорошем состоянии.

4-11. КОЭФФИЦИЕНТ ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ ТУРБИНОЙ СТУПЕНИ

Относительный внутренний к. п. д. турбиной ступени можно определить по формуле

$$\eta_{\text{от}} = \frac{h_4}{E_0} \quad (4-28)$$

где

$$h_4 = \Delta h_0 + h_0 - \Sigma h \quad (4-29)$$

представляет собой использованный теплоспад ступени, а

$$E_0 = \Delta h_0 + h_0 - \Delta h_{\text{в}} \quad (4-30)$$

ее располагаемую энергию.

В последних двух уравнениях h_0 — располагаемый теплоспад ступени, а

$$\Delta h_0 = \mu_0 \frac{c_0^2}{2} \quad (4-31)$$

— кинетическая энергия предыдущей ступени, используемая в соплах рассматриваемой ступени. В этой формуле c_0 — абсолютная скорость пара за рабочими лопатками предыдущей ступени; μ_0 — коэффициент использования кинетической энергии пара, покинувшего предыдущую ступень. Для промежуточных

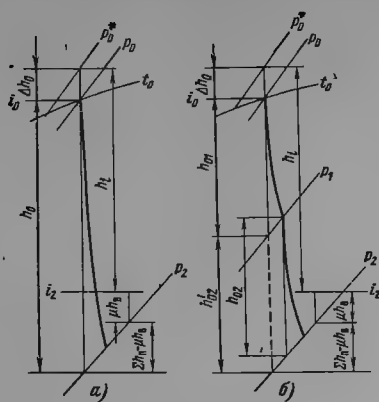


Рис. 4-9. Тепловой процесс промежуточной турбиной ступени в is -диаграмме
а — при $\rho=0$; б — при $\rho=50\%$

ступеней принимают $\mu_0=0,8 \div 1,0$. На входе в сопла регулирующих ступеней, а также в соп-

лах первых ступеней, расположенных непосредственно за камерами отборов, скорость пара не имеет организованного характера, поэтому в формуле (4-31) следует полагать $c_0=0$.

Величина Σh в формуле (4-29) представляет собой сумму всех потерь ступени, т. е.

$$\Sigma h = h_c + h_d + h_n + h_{вд} + h_{тг} + h_{т.в.} \quad (4-32)$$

Величина Δh_n в формуле (4-30) определяет долю кинетической энергии пара, покидающего рассматриваемую ступень, которая используется в соплах последующей ступени. Эта энергия находится по формуле

$$\Delta h_n = \mu_n \frac{c_0^2}{2} = \mu_n h_n. \quad (4-33)$$

Если непосредственно за рассматриваемой ступенью располагается сопловый аппарат следующей ступени, то коэффициент μ_n принимают от 0,8 до 1,0. В остальных случаях $\mu_n=0$.

На рис. 4-9 приведены is -диаграммы тепловых процессов промежуточных ступеней паровых турбин активного (рис. 4-9,а) и реактивного (рис. 4-9,б) типов.

Глава пятая

КОЭФФИЦИЕНТ ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ ТУРБИНЫ, ЕЕ МОЩНОСТЬ И РАСХОД ПАРА

5-1. КОЭФФИЦИЕНТ ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ ПАРОВОЙ ТУРБИНЫ

Тепловой процесс турбины в is -диаграмме для расчетных параметров рабочего тела (p_0 и t_0 — давление и температура перед турбиной, p_n — давление за турбиной) с учетом всех внутренних потерь схематично показан на рис. 5-1.

Из теплового процесса имеем:

$i_0, i_{к1}$ — энтальпия перед турбиной и в конце процесса изэнтропического расширения;

i_k — энтальпия отработавшего пара;

$H_0 = i_0 - i_{к1}$ — располагаемое теплосодержание турбины;

$H'_0 = i_0 - i'_{к1}$ — располагаемое теплосодержание проточной части турбины;

$\Delta H = H_0 - H'_0$ — тепловые потери от дросселирования в клапанах ΔH_k и в выпускном патрубке ΔH_n ;

$H_i = i_0 - i_k$ — полезно использованное теплосодержание турбины.

Относительный внутренний

к. п. д. турбины определяется отношением H_i к H_0 , т. е.

$$\eta_{oi} = \frac{H_i}{H_0} = \frac{\sum_{i=1}^z h_i}{H_0}, \quad (5-1)$$

где $\sum_{i=1}^z h_i$ — сумма использованных теплосодержаний в ступенях турбины (z — число ступеней в турбине).

Теоретическая мощность турбины N_0 , квт, определяется уравнением

$$N_0 = GH_0. \quad (5-2)$$

внутренняя мощность

$$N_i = GH_i = GH_{0\eta_{oi}} = N_{0\eta_{oi}}, \quad (5-3)$$

где G — расход пара через турбину, кг/сек.
Эффективная мощность турбины (мощность на муфте)

$$N_e = N_i - \Delta N_{м.}, \quad (5-4)$$

где $\Delta N_{м.}$ — потеря мощности на преодоление механических сопротивлений в подшипниках, на привод масляного насоса и регулирования.

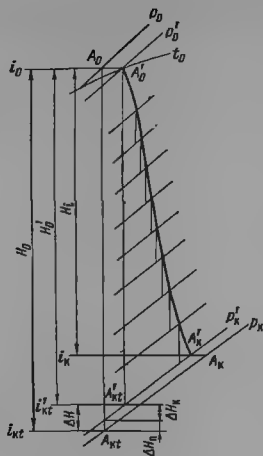


Рис. 5-1. i - s -диаграмма теплового процесса расширения пара в турбине.

Механический к. п. д. определяется отношением эффективной мощности турбины к внутренней

$$\eta_m = \frac{N_e}{N_i} \quad (5-5)$$

откуда, имея в виду (5-3),

$$N_e = N_i \eta_m = N_0 \eta_{oi} \eta_m \quad (5-6)$$

Отношение N_e к N_0 называется относительным эффективным к. п. д.:

$$\eta_{oe} = \frac{N_e}{N_0} = \eta_m \eta_{oi} \quad (5-7)$$

Отношение мощности на зажимах электрического генератора N_g к эффективной мощности N_e называется к. п. д. электрического генератора:

$$\eta_r = \frac{N_g}{N_e} \quad (5-8)$$

откуда, имея в виду (5-3), (5-6) и (5-7),

$$N_g = N_e \eta_r = N_0 \eta_{oi} \eta_m \eta_r \quad (5-9)$$

Относительный электрический к. п. д.

$$\eta_{oa} = \frac{N_g}{N_0} = \eta_{oi} \eta_m \eta_r = \eta_{oe} \eta_r \quad (5-10)$$

Из определений относительных к. п. д., приведенных выше, следует, что они характеризуют меру совершенства преобразования

энергии в машине и представляют собой отношения используемой мощности к теоретической.

Как известно, термический к. п. д. η_t характеризует термодинамическое совершенство цикла. Применительно к паротурбинной установке он представляет собой отношение располагаемой энергии турбины H_0 к теплу Q_0 , подводимому к рабочему телу в котлоагрегате, т. е.

$$\eta_t = \frac{H_0}{Q_0} \quad (5-11)$$

Произведение термического к. п. д. на относительный внутренний изывается абсолютным к. п. д. паротурбинной установки. Абсолютный к. п. д. характеризует экономичность преобразования энергии паротурбинной установки в целом.

Таким образом, вводится абсолютный внутренний к. п. д.

$$\eta_i = \eta_t \eta_{oi} \quad (5-12)$$

абсолютный эффективный к. п. д.

$$\eta_e = \eta_i \eta_{oe} = \eta_t \eta_m \quad (5-13)$$

абсолютный электрический к. п. д.

$$\eta_a = \eta_i \eta_{oa} = \eta_e \eta_r = \eta_t \eta_m \eta_r \quad (5-14)$$

5-2. ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАСХОДА ПАРА ЧЕРЕЗ ТУРБИНУ

Расход пара через турбину определяется из совместного решения уравнений (5-2) и (5-9):

$$G = \frac{N_g}{H_0 \eta_{oi} \eta_m \eta_r} \quad (5-15)$$

При определении ожидаемого расхода пара через турбину коэффициенты η_{oi} , η_m и η_r являются неизвестными и их следует предварительно принимать.

Коэффициент η_{oi} в зависимости от конструкции турбины, ее мощности, параметров свежего и отработавшего пара может колебаться в больших пределах от 0,76—0,78 до 0,83—0,86.

Ожидаемое значение относительного внутреннего к. п. д. турбины η_{oi} :

$$\eta_{oi} = \frac{\eta_{oe}}{\eta_m}$$

где η_{oe} принимается по графику рис. 5-2, а η_m — по рис. 4-8.

Коэффициент η_r зависит от мощности генератора, числа оборотов и способа охлаждения. Для генераторов большой мощности от 50 000 квт и выше, при $n=3000$ об/мин, с водородным охлаждением можно принимать $\eta_r=0,985$. К. п. д. генераторов небольшой мощ-

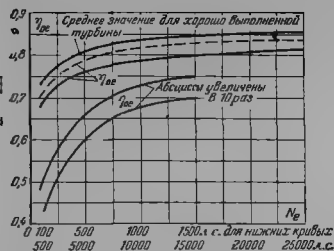


Рис. 5-2. Относительный эффективный к. п. д. турбины.

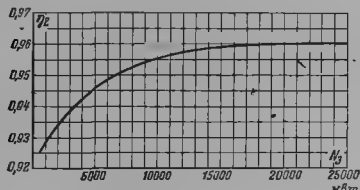


Рис. 5-3. Коэффициент полезного действия генераторов по данным завода «Электросила».

ности с воздушным охлаждением ориентировочно можно принимать по графику рис. 5-3.

У турбин небольшой мощности с числом оборотов 5000 об/мин и больше для снижения оборотов от турбины к генератору применяются зубчатые редукторы. Для таких турбин расход пара находится по уравнению

$$G = \frac{N_0}{H_0 \eta_{\text{т}} \eta_{\text{г}} \eta_{\text{п}}}, \quad (5-16)$$

где $\eta_{\text{г}}$ — к. п. д. зубчатого редуктора, значения которого можно принимать по графику рис. 5-4; значения $\eta_{\text{г}}$ в этом случае также принимаются по рис. 5-4.

Удельный расход пара d_0 , кг/(квт·ч), нах-
дим по уравнению

$$d_0 = \frac{3600G}{N_0}. \quad (5-17)$$

5-3. ОДНОВЕНЕЧНАЯ СТУПЕНЬ ТУРБИНЫ И ЕЕ КОЭФФИЦИЕНТ ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ

В § 4-11 рассмотрен вопрос определения относительного внутреннего к. п. д. $\eta_{\text{от}}$ ступени паровой турбины.

При разработке проектов паровых турбин стремятся получить возможно высокие значения к. п. д. Понятно, что к. п. д. турбины прежде всего зависит от к. п. д. ее ступеней.

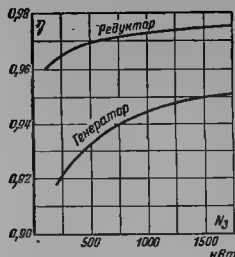


Рис. 5-4. Коэффициент полезного действия тихоходных генераторов и зубчатых передач.

Поэтому представляет интерес выяснить, от каких основных параметров зависит к. п. д. ступени и каково его максимально достижимое значение. Поскольку в промежуточных ступенях стационарных паровых турбин истечение рабочего тела происходит обычно с докритическими скоростями, то проведем исследования при этих условиях.

Активная ступень

Пар, выйдя из неподвижных сопловых каналов с абсолютной скоростью c_1 , поступает в каналы подвижных рабочих лопаток. В соответствии с формой рабочих каналов направление и скорость пара изменятся, и пар покидает лопатки с абсолютной скоростью c_2 . Движение пара через криволинейные рабочие каналы приводит к возникновению окружного усилия P_u , приложенного к рабочим лопаткам в направлении окружной скорости их вращения u . Так как всякое действие силы вызывает равное по величине и обратное по направлению противодействие, то рабочие лопатки оказывают на рабочее тело такое же усилие P_u , направленное против окружной скорости u .

Из механики известно, что импульс силы (произведение силы p на время ее действия t) равен изменению количества движения, представляющего собой произведение массы M на разность скоростей, т. е.

$$Pt = M(c' - c'').$$

Но $G = M/t$ есть секундный расход пара и, следовательно,

$$P = G(c' - c''). \quad (5-18)$$

Так как направление движения пара и совпадает с направлением окружной скорости вращения лопаток, то усилие P_u будет складываться из проекций скоростей c_1 и c_2 на на-

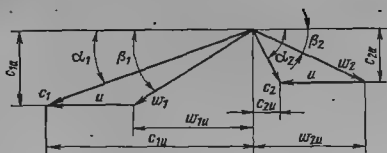


Рис. 5-5. Треугольники скоростей активной ступени.

правление u , т. е. из c_{1u} и c_{2u} , м/сек (рис. 5-5), умноженных на расход рабочего тела G , кг/сек,

$$P_u = G(c_{1u} - c_{2u}). \quad (5-19)$$

Произведение силы на скорость дает мощность. Следовательно, мощность на входе лопаток N_u определяется по уравнению

$$N_u = P_u u = Gu(c_{1u} - c_{2u}), \text{ от.} \quad (5-20)$$

Если предположить, что вся энергия ($h_0 + \Delta h_0$), которой располагает ступень, идеально (без потерь) преобразуется в кинетическую энергию, то эквивалентная этой энергии скорость составит

$$c_a = \sqrt{2(h_0 + \Delta h_0)}, \quad (5-21)$$

а теоретическая мощность такой ступени будет равна

$$N_0 = G(h_0 + \Delta h_0) = G \frac{c_a^2}{2}. \quad (5-22)$$

Отношение N_u к N_0 дает относительный лопаточный к. п. д. ступени

$$\eta_u = \frac{N_u}{N_0} = \frac{2u(c_{1u} - c_{2u})}{c_a^2}. \quad (5-23)$$

Выясним параметры, от которых зависит лопаточный к. п. д. η_u , и попытаемся найти математическое выражение этой зависимости для чисто активной ступени (степень реакции $p=0$).

Произведем следующие преобразования. Из треугольников скоростей (рис. 5-5), замечая, что знаки при c_{1u} и c_{2u} должны быть выбраны в соответствии с направлениями скоростей, имеем:

$$\left. \begin{aligned} c_{1u} &= c_1 \cos \alpha_1 = w_1 \cos \beta_1 + u; \\ -c_{2u} &= c_2 \cos \alpha_2 = w_2 \cos \beta_2 - u. \end{aligned} \right\} \quad (5-24)$$

Складывая левые и правые части системы уравнений (5-24) и имея при этом в виду, что для чисто активной ступени $w_{2t} = w_1$, а следовательно, $w_2 = \psi w_1$, получаем:

$$c_{1u} - c_{2u} = \left(1 + \psi \frac{\cos \beta_2}{\cos \beta_1}\right) w_1 \cos \beta_1. \quad (5-25)$$

Для чисто активной ступени $c_{1t} = c_a$ и, значит, $c_1 = \varphi c_a$. Имея это в виду и подставляя в (5-25) выражение для $w_1 \cos \beta_1$ из (5-24), имеем:

$$c_{1u} - c_{2u} = \left(1 + \psi \frac{\cos \beta_2}{\cos \beta_1}\right) (\varphi c_a \cos \alpha_1 - u). \quad (5-26)$$

Подставим теперь в числитель уравнения (5-23) выражение (5-26). После небольших преобразований найдем окончательно

$$\eta_u = 2 \left(1 + \psi \frac{\cos \beta_2}{\cos \beta_1}\right) \left(\varphi \cos \alpha_1 - \frac{u}{c_a}\right) \frac{u}{c_a}. \quad (5-27)$$

Из полученного уравнения следует, что лопаточный к. п. д. ступени η_u зависит от отношения u/c_a , углов α_1 , β_1 и β_2 и скоростных коэффициентов φ и ψ .

Отношение скоростей u/c_a является основной характеристикой ступени.

Наивыгоднейшее значение α_1 находится в пределах от 12 до 18°. Уменьшение угла α_1 ниже 12° приводит к малому углу β_1 , что не всегда благоприятно влияет на к. п. д. С уменьшением угла β_2 увеличение η_u идет только до некоторого значения, поэтому для активных лопаток обычно принимают $\beta_2 = \beta_1 - (3 \div 4)$.

Если принять $\beta_2 = \beta_1$, то уравнение (5-27) примет следующий вид:

$$\eta_u = 2(1 + \psi) \left(\varphi \cos \alpha_1 - \frac{u}{c_a}\right) \frac{u}{c_a}. \quad (5-28)$$

Если предположить, что углы α_1 , β_1 , β_2 и коэффициент скорости ψ при всех режимах работы ступени остаются постоянными¹, то η_u в уравнении (5-27) будет зависеть только от выражения

$$\left(\varphi \cos \alpha_1 - \frac{u}{c_a}\right) \frac{u}{c_a} = \varphi \cos \alpha_1 \frac{u}{c_a} - \left(\frac{u}{c_a}\right)^2. \quad (5-29)$$

При $\frac{u}{c_a} = 0$ и $\frac{u}{c_a} = \varphi \cos \alpha_1$ выражение (5-29) превращается в нуль, следовательно, в этом случае и $\eta_u = 0$.

Для того чтобы найти наивыгоднейшее значение $(u/c_a)_n$, при котором η_u достигает максимума $\eta_{u \max}$, нужно найти первую производную выражения (5-29)

$$\frac{d \left[\varphi \cos \alpha_1 \frac{u}{c_a} - \left(\frac{u}{c_a}\right)^2 \right]}{d \left(\frac{u}{c_a}\right)} = \varphi \cos \alpha_1 - 2 \frac{u}{c_a}$$

¹ Фактически углы α_1 , β_1 , β_2 и коэффициент ψ для разных значений u/c_a являются переменными.

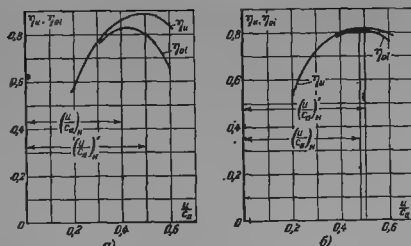


Рис. 5-6. Коэффициенты полезного действия активной ступени.

a — с частичным подводом пара, $\rho=0$; b — с полным подводом пара, $\rho=10\%$.

и приравнять ее нулю. Тогда получим:

$$\left(\frac{u}{c_a}\right)_n = \varphi \frac{\cos \alpha_1}{2}. \quad (5-30)$$

Подставляя значение $(u/c_a)_n$ в уравнение (5-27), получаем максимальное значение лопаточного к. п. д.

$$\eta_{\text{ymax}} = \frac{\varphi^2}{2} (1 + \psi \frac{\cos \beta_1}{\cos \beta_2}) \cos \alpha_1. \quad (5-31)$$

Для $\beta_1 = \beta_2$ будет:

$$\eta_{\text{ymax}} = \frac{\varphi^2}{2} (1 + \psi) \cos \alpha_1. \quad (5-32)$$

Характер изменения η_u в зависимости от u/c_a представлен на рис. 5-6. Для построения этой кривой принимается угол α_1 и задаются различные значения u/c_a в пределах от 0 до $\varphi \cos \alpha_1$. Подставляя их в уравнение (5-27) или (5-28), подсчитывают значения η_u . По полученным данным строится график $\eta_u = \eta_u(u/c_a)$.

Выше было найдено $(u/c_a)_n$, при котором η_u достигает максимума. Однако экономичность ступени или одноступенчатой турбины характеризуется внутренним относительным к. п. д. η_{oi} , а не η_u . Поэтому $(u/c_a)_n$ должно быть определено не по $\eta_{u \text{ макс.}}$, а по $\eta_{oi \text{ макс.}}$.

Кроме потерь на лопатках, имеются еще потери на трение и вентиляцию, на утечки через внутренние зазоры и от влажности (в конденсационных турбинах).

Так как тепловой расчет различных вариантов ступени производится при фиксированных параметрах пара перед ступенью и за ней, т. е. при неизменных давлениях p_0 и p_2 , то потери на утечки и от влажности будут постоянными, не зависящими от u/c_a . Естественно, что в этом случае располагаемый теплоперепад ступени h_0 тоже остается постоянным, а значит, постоянной остается и эквивалентная ему скорость

c_a . При постоянной скорости c_a и заданном числе оборотов турбины различными значениями u/c_a отвечают различные значения окружной скорости u и среднего диаметра ступени d . Изменение величин u и d вызывает изменение как геометрических, так и кинематических характеристик ступени: меняются высоты лопаток, парциальные, скоростные коэффициенты, углы, треугольники скоростей.

Если вернуться к формуле Стодола (4-4), то можно увидеть, что потери на трение и вентиляцию $N_{\text{т.в}}$ определяются величинами u , d , $\zeta_{\text{т.в}}$, которые в рассматриваемом случае зависят от u/c_a . Следовательно, при определении $(u/c_a)_n$, кроме изменения потерь на лопатках, нужно учесть еще изменение потерь на трение и вентиляцию.

Так как потери $h_{\text{т.т}}$ и $h_{\text{в.л}}$ не влияют на изменение характера η_{oi} в зависимости от u/c_a , то при исследовании влияния u/c_a на η_{oi} их можно не принимать во внимание. Тогда относительный внутренний к. п. д. ступени условно можно выразить следующим образом:

$$\eta'_{oi} = \frac{N_u - N_{\text{т.в}}}{N_0} = \eta_u - \zeta_{\text{т.в}}, \quad (5-33)$$

где

$$\zeta_{\text{т.в}} = \frac{N_{\text{т.в}}}{N_0}; \quad (5-34)$$

$\zeta_{\text{т.в}}$ — коэффициент потерь на трение и вентиляцию.

Определение оптимального значения $(u/c_a)_n$, отвечающего максимуму внутреннего к. п. д. ступени $\eta'_{oi \text{ макс.}}$, производится расчетно-графическим способом.

Задавая предвременно φ и α_1 , по формуле (5-30) находят $(u/c_a)_n$ при котором $\eta_u = \eta_{u \text{ макс.}}$. Те значения φ и α_1 , которые характерны для активной ступени, дают $(u/c_a)_n = 0,44 \div 0,47$, поэтому в расчете можно сразу полагать $(u/c_a)_n \approx 0,45$. Отступая влево и вправо от $(u/c_a)_n$, принимают ряд значений u/c_a и для каждого из них выполняют тепловой расчет ступени. Расчеты всех вариантов сводят в таблицу. После этого для каждого значения u/c_a находят $\eta'_{oi} = \eta_u - \zeta_{\text{т.в}}$ и строят график функции $\eta'_{oi} = \eta'_{oi}(u/c_a)$. Определяя по графику точку $\eta'_{oi \text{ макс.}}$, находят соответствующее значение $(u/c_a)_n$ и для него производят окончательный расчет ступени или одноступенчатой активной турбины.

Приведенный на рис. 5-6,а график зависимости η_u и η'_{oi} от u/c_a , построен по результатам расчета одноконечной регулирующей ступени паровой турбины.

Для проведения расчета было принято: давление и температура пара перед турбиной $p_0 = 90 \text{ бар}$ и $t_0 = 535^\circ \text{C}$; потери давления в клапанах 5% от p_0 ; тепловой перепад ступени $h_0 = 70 \text{ кДж/кг}$; расход пара через сопла $G_1 = 48,9 \text{ кг/сек}$;

расход пара через рабочие лопатки $G_2=48,6$ кг/сек;

угол наклона сопла $\alpha_1=12^\circ$,
ступень чисто активная $p=0$.

Далее были определены:

давление перед соплами $p_0=85,5$ бар;

давление за соплами и рабочими лопатками $p_1=$
 $=p_2=68,7$ бар;

адиабатическая скорость $c_a=374$ м/сек.

Все последующие вычисления сведены в таблицу,
а дополнительные данные, необходимые для расчета,
указаны в примечаниях к этой таблице

Для регулирующих ступеней и одноступенчатых турбин с парциальным подводом пара различие между $(u/c_a)_n$ и $(u/c_a)_{n+1}$ может получиться весьма существенным (рис. 5-6,а), в то время как для промежуточных ступеней, имеющих подвод пара по полной окружности, это различие оказывается незначительным (рис. 5-6,б) и оно практически исчезает у ступеней, работающих в области средних и низких давлений.

Реактивная ступень

Выражения для мощности на входе рабочих лопаток N_u (5-20), для теоретической мощности ступени N_0 (5-22) и для лопаточного к. п. д. η_u (5-23), равно как и система уравнений (5-24), связывающая между собой скорости, полученные для активной ступени, остаются без изменений и для реактивной ступени, если положить адиабатическую скорость пара $c_a = \sqrt{2h_0}$, где $h_0 = h_{01} + h_{02}$ — располагаемый теплоперепад ступени, а h_{01} и h_{02} — соответственно располагаемые теплоперепады направляющих и рабочих лопаток. Для реактивной ступени $p=0,5$ и, следовательно, $h_{01}=h_{02}$.

При расчете и проектировании проточной части реактивных турбин в связи с равенством $h_{01}=h_{02}$ и стремлением унифицировать профили направляющих и рабочих лопаток часто

Расчетная формула	Размерность	Номера вариантов расчета				
		1	2	3	4	5
u/c_a	—	0,30	0,40	0,45	0,50	0,6
$u = (u/c_a) c_a$	м/сек	112,2	149,6	168,2	187,0	224,4
$d = \frac{60u}{\pi n}$	мм	715	958	1070	1190	1425
$c_1 = \varphi c_a = 0,96 \cdot 374$	м/сек	359	359	359	359	359
α_1	град	270,6	235,2	218	200	166
β_1	град	17°	19°30'	21°20'	23°	28°
β_n (принимаем)	град	15°	18°	19°	21°	26°
$w_2 = \varphi w_1 = 0,89 w_1$	м/сек	241	209	194	178	147,7
c_2	м/сек	135,6	81,5	65,2	67,2	111,5
α_2	град	27°	52°50'	76°10'	108°	145°
$c_{1u} = c_1 \cos \alpha_1$	м/сек	351	351	351	351	351
$c_{2u} = c_2 \cos \alpha_2$	м/сек	120,7	19,2	15,6	21	91,4
$c_{1u} - c_{2u}$	м/сек	471,7	400,2	366,5	330	259,6
$2u(c_{1u} - c_{2u})$	м²/сек²	105 800	119 700	123 300	123 500	116 600
$\eta_u = \frac{2u(c_{1u} - c_{2u})}{c_a^2}$	—	0,757	0,856	0,882	0,883	0,834
ϵ (принимаем)	—	0,55	0,55	0,55	0,55	0,45
$l_1 = \frac{G_1 v_{*1}}{\pi d c_1 \sin \alpha_1}$	мм	25,6	19,1	17,1	15,4	12,9
$l_2 = \frac{G_2 v_{*2}}{\pi d w_2 \sin \beta_2}$	мм	30,5	21,9	20,1	18,5	14,7
$N_{т.в} = \frac{\lambda}{v_g} [1,07 d^3 + 0,61 (1 - \epsilon) d l_1^3] \frac{u^3}{10^6}$	квт	44,3	129,2	204	315	674
$\zeta_{т.в} = \frac{2N_{т.в}}{G_2 c_a^3} 10^3$	—	0,013	0,038	0,060	0,092	0,197
$\eta_{01} = \eta_u - \zeta_{т.в}$	—	0,744	0,818	0,822	0,791	0,637

* $v_g = 0,0483$ м³/кг — удельный объем пара в выходном сечении сопла.

** $v_g = 0,0484$ м³/кг — то же за рабочими лопатками.

*** $\lambda = 1$ — правильный для высокотемпературного пара.

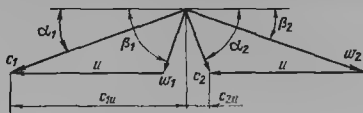


Рис. 5-7. Треугольники скоростей реактивной ступени.

принимают $w_2 = c_1$ и $\beta_2 = \alpha_1$, тогда $c_2 = w_1$; $\alpha_2 = \beta_1$ и $\psi = \varphi$.

Из диаграммы скоростей (рис. 5-7) и в результате совместного решения уравнений системы (5-24) имеем:

$$c_{1u} - c_{2u} = w_1 \cos \beta_1 + w_2 \cos \beta_2 = 2c_1 \cos \alpha_1 - u. \quad (5-35)$$

Подставляя значение $c_{1u} - c_{2u}$ в уравнение (5-23), получаем:

$$\eta_u = \frac{2u(2c_1 \cos \alpha_1 - u)}{c_a^2}. \quad (5-36)$$

Выразим скорость c_1 через скорость c_a :

$$c_1 = \varphi \sqrt{2(1-p)} h_0 = \varphi \sqrt{1-p} c_a \quad (5-37)$$

и подставим в уравнение (5-36). После небольших преобразований получим:

$$\eta_u = 2 \left(2\varphi \sqrt{1-p} \cos \alpha_1 - \frac{u}{c_a} \right) \frac{u}{c_a}. \quad (5-38)$$

При $p = 0,5$ уравнение (5-38) принимает вид:

$$\eta_u = 2 \left(\sqrt{2} \varphi \cos \alpha_1 - \frac{u}{c_a} \right) \frac{u}{c_a}, \quad (5-38a)$$

откуда следует, что для принятых значений α_1 и φ лопаточный к. п. д. реактивной ступени η_u зависит только от u/c_a .

При $u/c_a = 0$ и $u/c_a = \sqrt{2} \varphi \cos \alpha_1$ выражение (5-38a) становится равным нулю, следовательно, в этих случаях и $\eta_u = 0$.

Для определения наивыгоднейшего значения $(u/c_a)_n$, при котором лопаточный к. п. д. достигает максимума $\eta_{u \max}$, нужно взять первую производную от выражения (5-38a):

$$\frac{d \left[\sqrt{2} \varphi \frac{u}{c_a} \cos \alpha_1 - \left(\frac{u}{c_a} \right)^2 \right]}{d \left(\frac{u}{c_a} \right)} = 0$$

$$= \sqrt{2} \varphi \cos \alpha_1 - 2 \left(\frac{u}{c_a} \right)$$

и приравнять ее нулю. Тогда получим:

$$\left(\frac{u}{c_a} \right)_n = 0,707 \varphi \cos \alpha_1. \quad (5-39)$$

Подставляя значение $(u/c_a)_n$ в уравнение (5-38a), находим:

$$\eta_{u \max} = \varphi^2 \cos^2 \alpha_1. \quad (5-40)$$

В реактивных паровых турбинах применяется не дисковая конструкция ротора, а барабанная, при которой рабочие лопатки устанавливаются в специальные лапы, выполненные на цилиндрической или слабо конической поверхности, ограничивающей барабан ротора (см. рис. 1-2). Кроме того, подвод пара в реактивных ступенях всегда осуществляется по полной окружности (парциальность $\epsilon = 1$). В силу этих особенностей потери $N_{т.в}$ у реактивных ступеней настолько малы, что практически не сказываются при определении наивыгоднейшего значения $(u/c_a)_n$, поэтому последнее можно принимать по $\eta_{u \max}$, т. е. пользоваться формулой (5-39).

Ступень с любой степенью реактивности

Для ступени с любой степенью реактивности решение системы (5-24) дает

$$c_{1u} - c_{2u} = w_1 \cos \beta_1 + w_2 \cos \beta_2 = c_1 \cos \alpha_1 - u + w_2 \cos \beta_2. \quad (5-41)$$

Подставляя в уравнение (5-23) вместо $c_{1u} - c_{2u}$ его значение, получаем:

$$\eta_u = \frac{2u(c_1 \cos \alpha_1 - u + w_2 \cos \beta_2)}{c_a^2}. \quad (5-42)$$

Для ступени, имеющей степень реакции p ,

$$w_2 = \psi \sqrt{2ph_0 + w_1^2} = \psi \sqrt{pc_a^2 + w_1^2}. \quad (5-43)$$

По теореме косинусов из входного треугольника (рис. 5-5) находим

$$w_1^2 = c_1^2 + u^2 - 2c_1 u \cos \alpha_1,$$

подставляя (5-37), получаем

$$w_1^2 = \varphi^2 (1-p) c_a^2 + u^2 - 2\varphi \sqrt{1-p} c_a u \cos \alpha_1. \quad (5-44)$$

Используя (5-37), (5-43) и (5-44), после соответствующих преобразований выражения (5-42) находим

$$\eta_u = 2 \left[\varphi \sqrt{1-p} \cos \alpha_1 - \frac{u}{c_a} + \psi \sqrt{p + \varphi^2 (1-p) - 2\varphi \sqrt{1-p} \frac{u}{c_a} \cos \alpha_1 + \left(\frac{u}{c_a} \right)^2} \cos \beta_2 \right] \frac{u}{c_a}. \quad (5-45)$$

№	Расчетная формула	Размерность	Номера вариантов расчета				
			1	2	3	4	5
1	u/c_a	—	0,3	0,4	0,45	0,5	0,6
2	η_u [Уравнение (7-24)]	—	0,732	0,789	0,811	0,817	0,792
3	$u = \left(\frac{u}{c_a}\right) c_a$	м/сек	112,2	149,6	168,2	187,0	224,5
4	$d^* = \frac{60u}{\pi \omega}$	мм	715	958	1 070	1 190	1425
5	$N^{*a}_{\Sigma, u} = \lambda \cdot 1,07 d^2 \frac{u^3}{10^4 v_1}$	квт	3,62	15,4	27,4	46,6	115,7
6	$\xi_{\Sigma, u} = \frac{N_{\Sigma, u}}{G c_a^2}$	—	0,001	0,003	0,006	0,010	0,026
7	$\eta_{0\epsilon} = \eta_u - \xi_{\Sigma, u}$	—	0,731	0,786	0,805	0,807	0,766

* $\omega = 3000$ об/мин — число оборотов ротора.

** $\lambda = 1,8$ — принято для перегретого пара, $G = 64$ кг/сек — расход пара через ступень (принято).

Из этого уравнения следует, что при постоянных значениях φ , ψ , α_1 , β_2 и ρ , η_u зависит только от u/c_a .

Не определяя наивыгоднейших значений u/c_a для различных ρ , можно утверждать, что с увеличением степени реактивности $(u/c_a)_n$ должно возрастать ot

$$\left(\frac{u}{c_a}\right)_n = \varphi \frac{\cos \alpha_1}{2} \quad \text{при } \rho = 0$$

до

$$\left(\frac{u}{c_a}\right)_n = \frac{\sqrt{2} \varphi \cos \alpha_1}{2} \quad \text{при } \rho = 0,5.$$

Современные паровые турбины активного типа рассчитываются таким образом, чтобы в корневых сечениях их ступеней обеспечивалась небольшая положительная реакция, что позволяет избежать нежелательных подсосов пара, снижающих к. п. д. У правильно выполненных ступеней реактивность возрастает от корня к вершине лопаток, чем длиннее лопатки, тем выше степень реакции у их вершины, а следовательно, и на среднем диаметре.

При расчете ступеней по среднему диаметру степень реакции принимается в зависимости от места, которое та или другая ступень занимает в проточной части турбины. В первых ступенях, где давление пара высокое, а его удельный объем мал и где, следовательно, лопатки сравнительно короткие, применяется небольшая реактивность. По мере движения пара к выпускному патрубку турбины его давление падает, а удельный объем возрастает, причем в последних ступенях конденсационных турбин особенно интенсивно. Рост удельного объема пара приводит к тому, что высота лопаток от ступени к ступени возрастает и тем более быстро, чем ближе ступень расположена к выпускному патрубку.

В паровых турбинах небольшой мощности (от 5 000 до 25 000 квт) высота лопаток первых ступеней невелика. Поэтому реактивности первых ступеней таких турбин принимается от 4 до 6%. Высота лопаток последующих ступеней возрастает, и при их расчете принимают более высокую реактивность, от 8 до 12%. В последних ступенях конденсационных турбин степень реакции на среднем диаметре достигает 15–20%.

У современных паровых турбин в ступенях высокого и среднего давлений степень реактивности принимается от 8–10% до 12–15%, а в последних ступенях конденсационных турбин — от 30 до 50%.

В качестве примера ниже приведен расчет ступени активного типа, имеющей на среднем диаметре степень реакции $\rho = 10\%$.

По уравнению (5-45) для различных значений u/c_a подсчитаны к. п. д. η_u и построен график зависимости η_u от u/c_a (рис. 5-6,б).

Вычисления η_u произведены при следующих исходных данных: $\varphi = 0,96$, $\psi = 0,92$, $\alpha_1 = 14^\circ$, $\beta_2 = 22^\circ$.

Из графика (рис. 5-6,б) видно, что η_u мало соответствует значению $(u/c_a)_n = 0,50$.

Для определения наивыгоднейшего значения $(u/c_a)_n$, при котором $\eta_u = \eta_{0\epsilon}$ макс., необходимо подсчитать потери на трение диска о пар. Полагая парциальность ступени $\epsilon = 1$ и параметры пара перед ступенью $p_0 = 12$ бар и $t_0 = 290^\circ\text{C}$, а за ступенью $p_2 = 9$ бар, находим после теплового расчета удельный объем пара за ступенью $v_2 = 0,255$ м³/кг. Определенные потери на трение и подсчет их для различных значений u/c_a приведен в таблице.

Наивыгоднейшее значение $(u/c_a)_n = 0,48$.

5-4. ПОРЯДОК ТЕПЛОВОГО РАСЧЕТА СТУПЕНИ ТУРБИНЫ

Активная ступень

Для теплового расчета ступени обычно задают: давление и температуру пара перед лопатками (перед ступенью) p_0 , бар и t_0 , $^\circ\text{C}$; давление пара за рабочими лопатками (за ступенью)

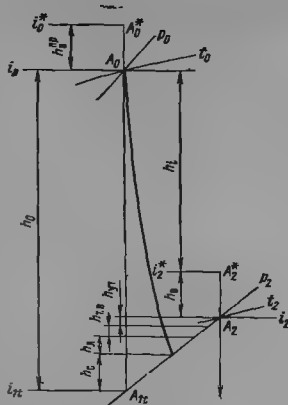


Рис. 5-8. Тепловой процесс активной турбинной ступени в *is*-диаграмме.

p_2 , бар; расход пара через ступень G , кг/сек; число оборотов турбины n , об/мин.

В результате расчета требуется определить: к. п. д. ступени η_u и η_o , размеры сопл и рабочих лопаток, лопаточную N_u и внутреннюю N_i мощности ступени.

На *is*-диаграмму водяного пара наносят заданные параметры p_0 , t_0 и p_2 (рис. 5-8) и определяют располагаемый теплоперепад h_0 .

По уравнению (5-21) находят адиабатическую скорость пара c_a .

Затем принимается значение угла α_1 : 11—13° — для первых ступеней, 14—16° — для средних, 18° и более — для последних ступеней конденсационных турбин. По графику рис. 4-1 оценивается коэффициент скорости ϕ и после этого по формуле (5-30) определяется оптимальное значение $(u/c_a)_n$. Затем находится окружная скорость

$$u = \left(\frac{u}{c_a} \right)_n c_a \quad (5-46)$$

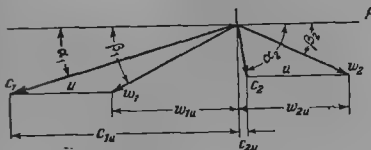


Рис. 5-9. Треугольники скоростей активной турбинной ступени.

и по ней средний диаметр ступени

$$d = \frac{60u}{\pi n} \quad (5-47)$$

Теоретическая и действительная скорости пара на выходе из сопл определяются по уравнениям (3-5) и (3-6).

По c_1 , α_1 и u строится входной треугольник скоростей (рис. 5-9), из которого определяется относительная скорость на входе в рабочие лопатки w_1 и входной угол β_1 — графически или по уравнениям (3-24) и (3-25).

Относительная скорость пара на выходе из рабочих лопаток вычисляется по уравнению (3-26), где ϕ — принимается по графику (рис. 4-4).

Угол β_2 можно брать по оценке из соотношения $\beta_2 = \beta_1 - (2 \div 4)^\circ$.

Скорость c_2 и угол α_2 находятся графически при помощи построения выходного треугольника скорости (рис. 5-9) или аналитически по уравнениям (3-27) и (3-28).

Тепловые потери в соплах h_c , на рабочих лопатках h_l и с выходной скоростью h_v подсчитываются по уравнениям (3-7), (3-29) и (3-29а).

Тепловая потеря на трение определяется по формуле (4-5), где $N_{z,в}$ находится по уравнению (4-4) при $\epsilon = 1$.

Тепловая потеря от утечек пара через уплотнения диафрагмы $h_{ут}$ подсчитывается по уравнениям (4-24а) и (4-24б).

Относительный внутренний к. п. д. ступени находится по формуле (4-28) с применением (4-29) — (4-33).

Выходные высоты сопл и рабочих лопаток определяются по уравнениям (3-41) и (3-46).

Внутренняя мощность ступени N_i вычисляется по формуле

$$N_i = G h_i \quad (5-48)$$

Реактивная ступень и ступень с любой степенью реактивности

Для теплового расчета реактивной ступени также задают: давление и температуру пара перед ступенью p_0 , бар и t_0 , °С; давления пара за ступенью p_2 , бар; расход пара G , кг/сек; число оборотов турбины n , об/мин.

В результате расчета требуется определить к. п. д. ступени η_u и η_o , размеры направляющих и рабочих лопаток, а также мощность ступеней N_u и N_i .

Для заданных параметров пара по *is*-диаграмме (рис. 5-10) определяется располагаемый теплоперепад ступени h_0 и по нему (задав степень реактивности ρ) — располагаемые перепады направляющих и рабочих лопаток h_{01} и h'_{02} . Теперь по h_{01} можно найти

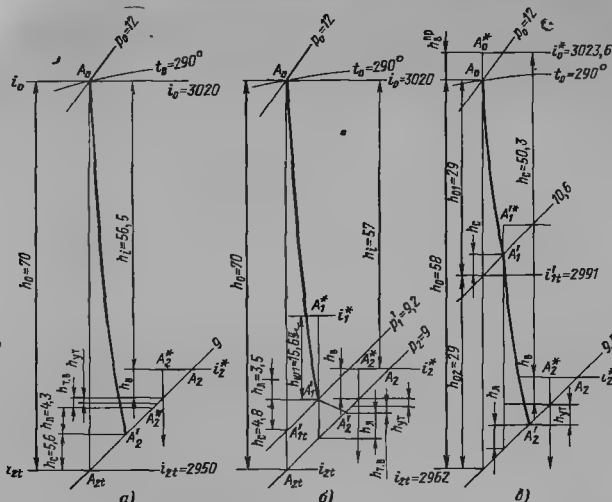


Рис. 5-12. Тепловой процесс в турбинной ступени.

а — активной, р=0; б — с реактивностью р=10%; в — реактивной, р=50%.

Окружающая скорость на среднем диаметре

$$u = \left(\frac{u}{c_a} \right) c_a = 0,444 \cdot 374 = 166 \text{ м/сек.}$$

Средний диаметр

$$d = \frac{60u}{\pi n} = \frac{60 \cdot 166}{\pi \cdot 8000} = 1058 \text{ мм.}$$

Скорость пара на выходе из сопла при учете, что $p=0$ и $c_{11}=c_a$, $c_1=c_a=c_{11}=0,96 \cdot 374=359 \text{ м/сек.}$

Из треугольника скоростей (рис. 5-13,а) находим:

$$\omega_1 = 204 \text{ м/сек и } \beta_1 = 29^\circ.$$

Выходной угол рабочих лопаток принимаем $\beta_2 = \beta_1 - 3^\circ = 29^\circ - 3^\circ = 26^\circ$.

Коэффициент скорости $\psi = 0,89$ находим по рис. 4-3. Тогда $\omega_2 = \psi \omega_1 = 0,89 \cdot 204 = 181,5 \text{ м/сек.}$

Из треугольника скоростей (рис. 5-13,а) имеем $c_2 = 80 \text{ м/сек и } \alpha_2 = 91^\circ$.

Определяем к. п. д. на венце лопаток

$$\eta_{\text{л}} = \frac{2u(c_{11} - c_{21})}{c_a^2} = \frac{2 \cdot 166(359 - 0,9613 \cdot 80 \sin 1^\circ)}{374^2} = 0,817.$$

Тепловые потери:

в соплах — уравнение (3-7)

$$h_c = (1 - 0,96^2) 70 = 5,6 \text{ кДж/кг;}$$

на рабочих лопатках — уравнение (3-29)

$$h_{\text{л}} = (1 - 0,89^2) \frac{204^2}{2 \cdot 10^6} = 4,4 \text{ кДж/кг;}$$

с выходной скоростью — уравнение (3-36)

$$h_n = \frac{u^2}{2 \cdot 10^6} = 3,2 \text{ кДж/кг.}$$

Для контроля правильности вычисления $\eta'_{\text{л}}$ подставляем его по уравнению

$$\eta'_{\text{л}} = \frac{h_0 - (h_c + h_{\text{л}} + h_n)}{h_0} = \frac{70 - (5,6 + 4,4 + 3,2)}{70} = 0,813.$$

Разность между $\eta_{\text{л}}$ и $\eta'_{\text{л}}$ составляет 0,4%, что вполне допустимо.

Выходная высота сопла по уравнению (3-43)

$$l_1 = \frac{128 \cdot 0,257}{\pi \cdot 1,058 \cdot 359 \cdot 0,2756} = 100 \text{ мм,}$$

где $0,257 \text{ м}^2/\text{кг}$ — по i -с диаграмме для состояния пара в точке A'_2 (рис. 5-12,а); $\sin 16^\circ = 0,2756$.

Потери на трение диска о пар по уравнению (4-4)

$$N_{\text{т.д.}} = \lambda \frac{(1,07 d^2) u^3}{v_1 \cdot 10^8} = 1,2 \frac{(1,07 \cdot 1,058^2) 0,257 \cdot 10^6}{0,257 \cdot 10^8} = 25,5 \text{ кет,}$$

где $\lambda = 1,2$ — принята по оценке.

Потери в тепловых единицах по уравнению (4-5)

$$h_{\text{т.д.}} = \frac{25,5}{128} = 0,2 \text{ кДж/кг.}$$

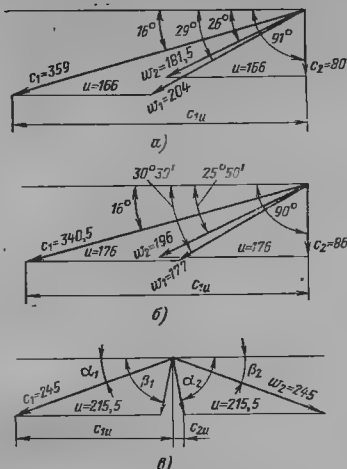


Рис. 5-13. Треугольники скоростей турбинной ступени.
а — активной, $\rho=0$; б — с реактивностью $\rho=10\%$; в — реактивной, $\rho=80\%$.

Утечки пара через радиальные уплотнения диафрагмы по уравнению (4-18)

$$G_{\text{ут}} = 316,2 \cdot 0,74 \cdot 0,000579 \sqrt{\frac{12^2 - 9^2}{12 \cdot 0,287 \cdot 8}} = 0,217 \text{ кг/сек.}$$

где $\mu = 0,74$ (рис. 4-5) при $\frac{\delta}{\Delta} = 1$;

$\delta = 0,4 \text{ мм}$ — радиальный зазор в уплотнении диафрагмы;
 $f_2 = \mu d_2 \rho = 3,14 \cdot 0,46 \cdot 0,0004 = 0,000579 \text{ м}^2$ — площадь кольцевой щели радиального уплотнения диафрагмы;
 $d_2 = 460 \text{ мм}$ — диаметр уплотнения.

Потери от утечек пара в тепловых единицах по уравнению (4-24б)

$$h_{\text{ут}} = \frac{0,217}{128} \cdot 70 = 0,1 \text{ кДж/кг.}$$

Относительный внутренний к. п. д. по уравнению (4-28)

$$\eta_{\text{от}} = \frac{h_1}{h_0} = \frac{70 - (5,6 + 4,4 + 3,2 + 0,2 + 0,1)}{70} = 0,79,$$

если энергия выходной скорости не используется в соплах последующей ступени;

$$\eta_{\text{от}} = \frac{h_1}{h_0 - h_{\text{из}}} = \frac{56,5}{70 - 3,2} = 0,847,$$

если энергия выходной скорости используется в соплах последующей ступени.

Внутреннюю мощность ступени находим по уравнению (5-3)

$$N_i = G h_i = 128 \cdot 56,5 = 7240 \text{ квт.}$$

Высота рабочих лопаток по уравнению (3-46а):

$$l_2 = \frac{G v_2}{\pi d \omega_2 \sin \beta_2} = \frac{128 \cdot 0,26}{\pi \cdot 1,058 \cdot 181,5 \sin 26^\circ} = 126 \text{ мм.}$$

где $v_2 = 0,26 \text{ м}^3/\text{кг}$ — по i -s-диаграмме для состояния пара в точке A_2 (рис. 5-12,а).

Принимая перекрышу при входе пара на лопатки 4 мм , получим ее входную высоту 104 мм . Разница между выходной высотой (126 мм) и входной (104 мм) приводит к неприемлемым условиям формирования проточной части.

В современных паровых турбинах активного типа все ступени выполняются с оптимально степенью реактивности, величина которой зависит в первую очередь от высоты лопаток, т. е. от места ступени в проточной части турбины.

Такая разница между входной и выходной высотами рабочих лопаток приводит к дополнительным, прежде всего, кромочным потерям, что понижает к. п. д. ступени. Кроме того, установка конического ленточного бандажа на такие лопатки усложняет и удорожает конструкцию проточной части турбины.

Введение небольшой реакции позволяет выполнить одинаковыми входную и выходную высоту рабочих лопаток при небольших перекрышах, а значит, снизить кромочные потери, установить прямые ленточные бандажи. Это способствует повышению к. п. д. ступени и упрощает ее конструкцию.

5-6. РАСЧЕТ ПРОМЕЖУТОЧНОЙ АКТИВНОЙ СТУПЕНИ С РЕАКТИВНОСТЬЮ НА РАБОЧИХ ЛОПАТКАХ

Для расчета используются данные из примера 5-5 при реактивности $\rho=10\%$.

Тепловой перепад в соплах ступени $h_{01} = (1-\rho)h_0 = (1-0,10) \cdot 70 = 63 \text{ кДж/кг.}$

Тепловой перепад на рабочих лопатках $h_{02} = \rho h_0 = 0,1 \cdot 70 = 7 \text{ кДж/кг.}$

Скорость пара на выходе из сопла $c_1 = \sqrt{2h_{01}} = 0,96 \sqrt{2 \cdot 63 \cdot 10^3} = 340,5 \text{ м/сек.}$

Для ступени с реактивностью принимаем $(u/c_1)_{\text{пр}} = 0,47$, где $c_{01} = 374 \text{ м/сек}$ (см. пример расчета 5-5).

Окружная скорость по среднему диаметру

$$u = \left(\frac{u}{c_1} \right)_{\text{пр}} c_{01} = 0,47 \cdot 374 = 176 \text{ м/сек.}$$

Диаметр средней окружности

$$d = \frac{60 \cdot 176}{\pi \cdot 3000} = 1120 \text{ мм;}$$

$\alpha_1' = 16^\circ$ — принимаем так же, как и в примере 5-5. Из треугольника скоростей (рис. 5-13,б) получаем $w_1 = 177 \text{ м/сек}$, $\beta_1 = 30^\circ 30'$.

Относительная скорость пара на выходе из рабочих лопаток

$$w_2 = \psi \sqrt{2\rho h_0 + u_1^2} = 0,92 \sqrt{2 \cdot 0,1 \cdot 70 \cdot 10^3 + 177^2} = 196 \text{ м/сек.}$$

где $\psi = 0,92$ — принят на $0,03$ больше, чем для лопаток чисто активной ступени.

Принимаем $\beta_2 = \beta_1 - 4^\circ 40' = 30^\circ 30' - 4^\circ 40' = 25^\circ 50'$.

Из треугольника скоростей находим:

$$c_2 = 86 \text{ м/сек и } \alpha_2 = 90^\circ.$$

К. п. д. на венте лопаток по треугольникам скоростей

$$\eta_u = \frac{2u(c_{1u} - c_{2u})}{c_a^2} = \frac{2 \cdot 176 \cdot 340,5 \cdot \cos 16^\circ}{374^2} = 0,825.$$

Определяем тепловые потери в ступени:

в соплах $h_c = (1 - 0,96^2) 63 = 4,8$ кДж/кг;
на рабочих лопатках

$$h_x = \left(\frac{1}{\psi^2} - 1 \right) \frac{w_2}{2 \cdot 10^3} = \left(\frac{1}{0,92^2} - 1 \right) \frac{196}{2 \cdot 1000} = 3,5 \text{ кДж/кг};$$

с выходной скоростью

$$h_a = \frac{86^2}{2 \cdot 10^3} = 3,7 \text{ кДж/кг};$$

на трение диска о пар

$$N_{x,a} = 1,2 \cdot 1,07 \cdot 1,12^2 \frac{176^3}{0,257 \cdot 10^3} = 34,2 \text{ кВт},$$

$$h_{x,a} = \frac{34,2}{128} = 0,3 \text{ кДж/кг};$$

на утечки через радиальные зазоры диафрагмы

$$G_{yx} = 316,2 \cdot 0,74 \cdot 0,000579 \sqrt{\frac{12^2 - 9,2^2}{12 \cdot 0,255 \cdot 8}} = 0,2105 \text{ кг/сек.}$$

$$h_{yx} = \frac{G_{yx}}{G} h_a = \frac{0,2105}{128} = 0,1 \text{ кДж/кг.}$$

Для контроля правильности вычислений подсчитываем

$$\eta'_u = \frac{h_0 - (h_0 + h_x + h_a)}{h_0} = \frac{70 - (4,8 + 3,5 + 3,7)}{70} = 0,827.$$

Разность между η'_u и η_u составляет 0,2%.

Относительный внутренний к. п. д. ступени (энергия выходной скорости предыдущей ступени не используется, а рассматриваемой ступени используется в последующей ступени полностью)

$$\eta_{от} = \frac{h_0 - \Sigma h_a}{h_0 - h_a} = \frac{70 - (4,8 + 3,5 + 3,7 + 0,3 + 0,1)}{70 - 3,7} = \frac{57,6}{66,3} = 0,868.$$

Тепловой процесс ступени показан на рис. 5-12,б. Выходная высота сопла

$$l_1 = \frac{128 \cdot 0,255}{\pi \cdot 1,12 \cdot 340,5 \cdot \sin 16^\circ} = 98,8 \text{ мм.}$$

где $v'_1 = 0,255$ м³/кг — удельный объем пара в выходном сечении сопла при давлении $p'_1 = 9,2$ бар, точка A'_1 (рис. 5-12,б).

Выходная высота рабочих лопаток

$$l_2 = \frac{128 \cdot 0,26}{\pi \cdot 1,12 \cdot 196 \cdot \sin 25^\circ 50'} = 110,8 \text{ мм.}$$

где $v'_2 = 0,26$ м³/кг — по i - s -диаграмме для состояния пара в точке A'_2 (рис. 5-12,б).

При перекрыше 4 мм на входе пара на рабочие лопатки разница между выходной и входной высотой рабочих лопаток составляет 8 мм, что допустимо для обеспечения плавного изменения проточной части ступени.

Внутренняя мощность ступени подсчитывается по уравнению

$$N_i = G(h_0 - \Sigma h_u) = 128 \cdot 57,62 = 7380 \text{ кВт}$$

5.7. РАСЧЕТ ПРОМЕЖУТОЧНОЙ РЕАКТИВНОЙ СТУПЕНИ ПАРОВОЙ ТУРБИНЫ ($\rho = 50\%$)

Даны давление и температура пара перед ступеню $p_0 = 12$ бар и $t_0 = 290^\circ \text{C}$, давление за ступеню $p_2 = 9,5$ бар, расход пара $G = 128$ кг/сек и число оборотов турбины $n = 3000$ об/мин.

Абсолютная скорость пара на выходе из предыдущей ступени $c_0 = 85$ м/сек полностью используется в направляющих лопатках данной ступени.

Располагаемый тепловой перепад ступени

$$h_0 = i_0 - i_{21} = 3020 - 2962 = 58 \text{ кДж/кг}$$

Адиабатическая скорость пара

$$c_a = \sqrt{2h_0} = \sqrt{2 \cdot 58 \cdot 10^3} = 340,5 \text{ м/сек.}$$

Находим:

$$\left(\frac{u}{c_a} \right)_x = 0,707 \varphi \cos \alpha_1 = 0,707 \cdot 0,96 \cdot \cos 20^\circ = 0,634,$$

где $\varphi = 0,96$ и $\alpha_1 = 20^\circ$ — приняты по оценке.

Окружная скорость по среднему диаметру

$$u = \left(\frac{u}{c_a} \right)_x c_a = 0,634 \cdot 340,5 = 215,5 \text{ м/сек}$$

Средний диаметр ступени

$$d = \frac{60u}{\pi n} = \frac{60 \cdot 215,5}{\pi \cdot 3000} = 1,373 \text{ м} = 1373 \text{ мм}$$

Тепловой перепад на направляющих лопатках

$$h_{01} = (1 - \rho) h_0 = (1 - 0,5) 58 = 29 \text{ кДж/кг}$$

Давление пара за направляющими лопатками $p_1 = 10,6$ бар

Скорость пара в выходном сечении направляющих

$$c_1 = \varphi \sqrt{2h_{01} + c_0^2} = 0,96 \sqrt{2 \cdot 29 \cdot 10^3 + 85^2} = 245 \text{ м/сек.}$$

Из треугольника скоростей (рис. 5-13,в) находим:

$$w_1 = 85 \text{ м/сек, } \beta_1 = 80^\circ 30'.$$

Так как $w_2 = c_0 = 85$ м/сек, то при $\rho = 0,5$, как отмечалось выше, принимая $\alpha_1 = \beta_2$ и $\varphi = \psi$, имеем $w_2 = c_1 = 245$ м/сек.

Из треугольника скоростей имеем

$$c_2 = 85 \text{ м/сек, } \alpha_2 = 80^\circ 30'.$$

К. п. д. на венте лопаток по уравнению (5-18)

$$\eta_u = \frac{2u(c_{1u} - c_{2u})}{c_a^2} = \frac{2 \cdot 215,5(230 + 15)}{340,5^2} = 0,91.$$

Тепловые потери на лопатках ступени находим: для направляющих по уравнению (3-7)

$$h_0 = (1 - 0,96^2) \left(29 + \frac{85^2}{2 \cdot 10^3} \right) = 2,6 \text{ кДж/кг};$$

для рабочих по уравнению (3-35)

$$h_a \rightarrow (1 - 0,96^2) \left(\frac{85^2}{2 \cdot 10^4} + 29 \right) = 2,6 \text{ кДж/кг};$$

с выходной скоростью по уравнению (3-36)

$$h_a = \frac{85^2}{2 \cdot 10^4} \rightarrow 3,6 \text{ кДж/кг}.$$

Для контроля правильности вычислений определяем

$$\eta'_{1u} = \frac{\Delta h_0 + h_a - (h_0 + h_x + h_a)}{\Delta h_0 + h_0 - h_a} = \frac{3,6 + 58 - (2,6 + 2,6 + 3,6)}{3,6 + 58 - 3,6} = 0,909.$$

$$\Delta h_0 = \frac{c_0^2}{2 \cdot 10^4} = \frac{86^2}{2 \cdot 10^4} = 3,6 \text{ кДж/кг}$$

— кинетическая энергия пара на входе в рассматриваемую ступень.

Разность между η_u и η'_{1u} составляет 0,1%.

Выходные высоты лопаток: направляющих

$$l_1 = \frac{128 \cdot 0,23}{\pi \cdot 1,373 \cdot 245 \cdot \sin 20^\circ} = 81,3 \text{ мм};$$

рабочих

$$l_2 = \frac{128 \cdot 0,241}{\pi \cdot 1,373 \cdot 245 \cdot \sin 20^\circ} = 85 \text{ мм}.$$

Тепловую потерю от утечек пара через радиальные зазоры лопаток подсчитываем по уравнению (4-25):

$$h_{yx} = \frac{1,5}{83 \sin 20^\circ} (3020 - 2970) = 2,6 \text{ кДж/кг}.$$

где $\delta = 1,5$ — принято по оценке.

Относительный внутренний к. п. д. ступени с учетом использования выходной скорости в направляющих лопатках последующей ступени равен:

$$\eta_{os} = \frac{\Delta h_0 + h_0 - (h_0 + h_x + h_a + h_{yx})}{\Delta h_0 + h_0 - h_a} = \frac{3,6 + 58 - (2,6 + 2,6 + 3,6 + 2,6)}{3,6 + 58 - 3,6} = 0,867.$$

5-8. ДВУХВЕНЧАЯ СТУПЕНЬ ТУРБИНЫ И ЕЕ КОЭФФИЦИЕНТ ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ

На рис. 1-4 представлен схематический разрез активной турбины с двумя ступенями скорости. Одноступенчатые турбины такого типа строятся очень редко и применяются обычно для специальных целей. Эти турбины обладают сравнительно низким к. п. д., что является их основным недостатком и ограничивает область их применения. Однако ступени с двумя венцами скорости находили весьма широкое применение в многоступенчатых турбинах среднего и высокого давлений в качестве регулирующих ступеней.

Основным преимуществом двухвенечной регулирующей ступени является возможность срабатывать на ней большой тепловой перепад, что упрощает конструкцию турбины, уменьшая общее число ее ступеней. Кроме того, применение двухвенечных ступеней в качестве регулирующих в многоступенчатых турбинах обеспечивает более устойчивый к. п. д. при переменных режимах работы.

В целях повышения общего к. п. д. турбин в последние годы отдают предпочтение одновенечным регулирующим ступеням, как имеющим более высокий к. п. д.

Рассмотрим зависимость лопаточного к. п. д. двухвенечной ступени от параметров, влияющих на его величину.

Аналогично уравнению (5-23), к. п. д. двухвенечной ступени (без реактивности и с реактивностью на лопатках) равен:

$$\eta_u = \frac{N_u}{N_e} = \frac{2u \Sigma (c_{1u} - c_{2u})}{c_a^2}, \quad (5-49)$$

где $\Sigma (c_{1u} - c_{2u})$ — сумма проекций абсолютных скоростей потока на окружное направление.

Уравнение (5-49) пригодно также и для определения лопаточного к. п. д. η_u трехвенечной ступени:

Если раскрыть это выражение и произвести соответствующие преобразования, то можно показать, что η_u двух- или трехвенечной ступени зависит главным образом от u/c_a и α .

Рекомендуемые значения этого отношения для двухвенечного диска $u/c_a = 0,20 \div 0,25$ и для трехвенечного диска $u/c_a = 0,10 \div 0,17$.

Рекомендуемые значения угла наклона сопл для двухвенечного диска $\alpha_1 = 12 \div 20^\circ$ и для трехвенечного диска $\alpha_1 = 20 \div 24^\circ$.

Наивыгоднейшее значение u/c_a для каждого конкретного случая можно получить путем предварительных расчетов.

5-9. ПОРЯДОК ТЕПЛОВОГО РАСЧЕТА ДВУХВЕНЧНОЙ СТУПЕНИ

Для расчета двухвенечной регулирующей ступени паровой турбины должно быть известно: давление p_0 и температура t_0 пара перед турбиной, его расход G и число оборотов n .

По давлению и температуре свежего пара на is -диаграмме (рис. 5-14) определяем энтальпию i_0 (точка A_0). Потеря давления в регулирующих клапанах принимается по оценке $\Delta p_k = p_0 - p'_0 = (0,03 \div 0,05) p_0$. Отложив Δp_k на is -диаграмме, получим точку A'_0 , определяющую состояние пара перед соплами турбины.

Для расчета регулирующей ступени принимают $(u/c_a)_n$ (на основании предварительных расчетов) и средний диаметр ступени d и про-

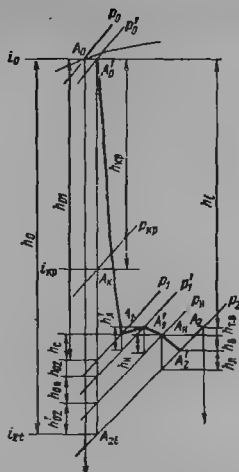


Рис. 5-14. Тепловой процесс в i - s -диаграмме для двухвентной регулирующей ступени паровой турбины.

изводят расчет в следующей последовательности.

Вначале находят окружную скорость по среднему диаметру

$$u = \frac{\pi d n}{60}, \quad (5-50)$$

адиабатическую скорость

$$c_a = \frac{u}{(u/c_a)_{кр}}, \quad (5-51)$$

и адиабатический тепловой перепад

$$h_a = h_0 = \frac{c_a^2}{2}. \quad (5-52)$$

Значение h_0 наносят на i - s -диаграмму от A'_0 до A_{21} и находят давление p_2 за лопатками регулирующей ступени (рис. 5-14).

В двухвентных регулируемых ступенях применяют реактивность на рабочих и направляющих лопатках. Применение реактивности на лопатках устраняет потери на эжекцию пара через радиальные зазоры (рис. 3-13,а) и обеспечивает плавное изменение проточной части ступени. Реактивность на лопатках ступени должна быть умеренной, ее суммарное значение обычно принимают от 8 до 12%. Очень большая реактивность, выше 10–12%, может привести к большим потерям энергии от растекания потока по окружности колеса из-за парциального подвода пара к лопаткам.

Реактивность на лопатках при расчете ступени принимается по оценке: на рабочих лопатках первого венца p_1 на направляющих лопатках p_u и на рабочих лопатках второго венца p_2 . Соотношение между реактивностью на лопатках можно рекомендовать: $p_u = (2 \div 2,5)p_1$, $p_2 \approx 1,5p_1$, где p_1 — принято за единицу, например $p_1 = 2\%$.

Тепловые перепады на лопатках:

на рабочих первого венца $h_{01} = p_1 h_0$;

на направляющих $h_{0u} = p_u h_0$;

на рабочих второго венца $h'_{02} = p_2 h_0$.

Отложив эти значения перепадов тепла от точки A_{21} (рис. 5-14) вверх, найдем давления пара соответственно за направляющими лопатками p_u , за рабочими лопатками первого венца p'_1 и за соплами p_1 .

Тепловой перепад в соплах

$$\begin{aligned} h_{01} &= h_0 - h_{02} - h_{0u} - h'_{02} = \\ &= (1 - p_1 - p_u - p_2) h_0. \end{aligned} \quad (5-53)$$

В двухвентных ступенях срабатываются обычно большие тепловые перепады при которых $\frac{p_1}{p'_0} < v_{кр}$, так что скорость потока c , на выходе из сопл часто бывает критической.

В зависимости от величины отношения p_1/p'_0 можно применять или расширяющиеся сопла, или допускать расширение в косом срезе суживающихся сопл. В паровых турбинах большой мощности при $p_1/p'_0 < v_{кр}$ применяют обычно суживающиеся сопла, которые при переменных режимах обладают более высоким к. п. д.

Последующий порядок расчета рассматривается для суживающихся сопл при $p_1/p'_0 < v_{кр}$.

Критическое давление в горле сопла $p_{кр} = v_{кр} p'_0$ (рис. 5-14), критический удельный объем пара $v_{кр}$ (точка $A_{кр}$) и критический тепловой перепад $h_{кр} = i_0 - i_{кр}$.

Критическая скорость пара в горле сопла

$$c_{кр} = \sqrt{2 h_{кр}}, \quad (5-54)$$

Действительная скорость пара за соплом

$$c_1 = \varphi \sqrt{2 h_{01}} = \varphi \sqrt{2 (1 - p_1 - p_u - p_2) h_0}. \quad (5-55)$$

Тепловая потеря в соплах по уравнению (3-7)

$$h_c = (1 - \varphi^2) h_{01}. \quad (5-56)$$

По уравнению (3-13а) убеждаемся, что расширение пара в косом срезе сопл от давления $p_{кр}$ до p_1 возможно.

Отложив паровой струи в косом срезе сопл определяем по уравнению (3-10)

$$\sin \alpha'_1 = \sin (\alpha_1 + \omega) = \frac{c_{кр}}{c_1} \frac{v_1}{v_{кр}} \sin \alpha_1,$$

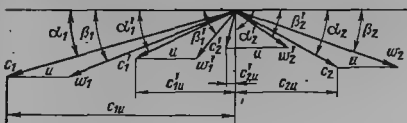


Рис. 5-15. Треугольники скоростей двухвентной регулирующей ступени.

где α_1 — принимается по оценке;

v_1 — удельный объем пара за соплами (точка A_1 рис. 5-14).

Из треугольника скоростей находим w_1 и β_1 (рис. 5-15).

Относительная скорость пара на выходе из рабочих лопаток первого венца, см. уравнение (3-34),

$$w_2 = \psi \sqrt{2p_1 h_0 + w_1^2}. \quad (5-57)$$

Теоретическая относительная скорость $w_{2t} = \frac{w_2}{\psi}$.

Тепловая потеря на рабочих лопатках первого венца, см. уравнение (3-35),

$$h_2 = (1 - \psi^2) \frac{w_{2t}^2}{2}. \quad (5-58)$$

Из треугольника скоростей на выходе из рабочих лопаток первого венца определяем c_2 и $\alpha_2, \beta_2 = \beta_1 - 4^\circ$ — принят по оценке.

Действительную скорость пара на выходе из направляющих лопаток подсчитываем по уравнению

$$c'_1 = \psi_n \sqrt{2p_1 h_1 + c_2^2}. \quad (5-59)$$

Теоретическая скорость пара на выходе из направляющих лопаток равна $c'_{1t} = \frac{c'_1}{\psi_n}$, где

ψ_n — скоростной коэффициент для направляющих лопаток определяется так же, как и для рабочих лопаток с учетом реактивности на них (рис. 4-4), т. е. на 1–2% больше, чем для активных лопаток.

Тепловая потеря на направляющих лопатках

$$h_n = \frac{c_{1t}^2 - c_1^2}{2} = \left(\frac{1}{\psi_n^2} - 1 \right) \frac{c_1^2}{2} = (1 - \psi_n^2) \frac{c_{1t}^2}{2}. \quad (5-60)$$

Из треугольника скоростей на выходе из направляющих лопаток находим w'_1 и $\beta'_1, \alpha'_1 = \alpha_2 - 4^\circ$ — принят по оценке.

Действительную относительную скорость пара на выходе из рабочих лопаток второго венца получаем по уравнению

$$w'_2 = \psi' \sqrt{2p_2 h_0 + w_1^2}. \quad (5-61)$$

Относительная теоретическая скорость пара в выходном сечении рабочих лопаток второго венца

$$w'_{2t} = \frac{w'_2}{\psi'},$$

где ψ' — скоростной коэффициент рабочих лопаток принимается по рис. 4-4 с учетом реактивности, т. е. на 1–2% больше, чем для активных лопаток.

Тепловая потеря на втором венце рабочих лопаток

$$h'_2 = \frac{w_{2t}^2 - w_2^2}{2} = \left(\frac{1}{\psi'^2} - 1 \right) \frac{w_2^2}{2} = (1 - \psi'^2) \frac{w_{2t}^2}{2}. \quad (5-62)$$

Потеря с выходной скоростью по уравнению (3-36):

$$h'_2 = \frac{c_2^2}{2}. \quad (5-62a)$$

К. п. д. на венце ступени определяем по уравнению (5-49) и для контроля правильности вычислений проверяем по формуле

$$\eta'_{1u} = \frac{h_0 - (h_0 + h_n + h_2 + h'_2 + h'_n)}{h_0}.$$

Разность между η_{1u} и η'_{1u} должна составлять не больше 1–2%.

Состояния пара определяются в горле сопла — точка $A_{кр}$, за соплами — точка A_1 , за рабочими лопатками первого венца — точка A'_1 , за направляющими лопатками — точка A_n , за рабочими лопатками второго венца — точка A'_2 , перед соплами последующей ступени — точка A_2 .

Определение размеров сопел и лопаток ступени (выходные высоты): сопловых лопаток

$$l_1 = \frac{G v_1}{\pi d c_1 \sin \alpha'_1}; \quad (5-63)$$

рабочих лопаток первого венца

$$l_2 = \frac{G_1 v'_1}{\pi d w_2 \sin \beta_2}; \quad (5-64)$$

направляющих лопаток

$$l_n = \frac{G_1 v_n}{\pi d c'_1 \sin \alpha'_n}; \quad (5-65)$$

¹ Выходная высота в горле сопла l_2 принимается равной l_1 .

рабочих лопаток второго венца

$$l'_2 = \frac{G_1 v'_1}{\pi l g v'_1 \sin \theta'_1}, \quad (5-66)$$

где v_1 , v'_1 , v_n и v'_2 — удельные объемы пара соответственно за соплами, рабочими лопатками первого венца, направляющими лопатками и рабочими лопатками второго венца принимаются для состояний пара в точках A_1 , A'_1 , A_n и A'_2 и определяются или по i s-диаграмме, или по таблицам водяного пара.

Поток пара по выходе из сопл направляется в каналы рабочих лопаток, совершая полезную работу. Небольшая доля от общего потока за соплами проходит через переднее концевое уплотнение. Расход пара через каналы лопаток равен:

$$G_1 = G - G_{VT_1} \quad (5-67)$$

G — расход пара через сопла регулирующей ступени, кг/сек;

$G_{\text{ут}}$ — утечки пара через переднее концевое уплотнение определяются по формулам § 4-7.

Входные высоты лопаток принимаются на 2—3 мм больше выходных аысот предыдущих лопаток:

входная высота рабочих лопаток первого венца

$$l_{1B} = l_1 + (2 \div 3) \text{ мм};$$

ВХОДНАЯ ВЫСОТА НАПРАВЛЯЮЩИХ ЛОПАТОК

$$l_{\text{FB}} = l_1 + (2 \div 3) \text{ мм};$$

входная высота рабочих лопаток второго
венца

$$l'_{\text{IB}} = l_{\text{IB}} + (2 \div 3) \text{ мм.}$$

Потеря на трение и вентиляцию определяется по формулам (4-4) и (4-5).

Относительный внутренний к. п. д. ступени

$$\eta_{0\text{f}} = \frac{h_0 - (h_c + h_n + h_n + h'_n + h_n + h_{T, n})}{h_0} = \frac{h_t}{h_0}. \quad (5-68)$$

Внутренняя мощность ступени подсчитывается по уравнению (5-48):

$$N_i = G_i h_i - G_i h_0 \eta_{0i}.$$

Для активной двухвенечной ступени или одноступенчатой двухвенечной турбины при $\Sigma p = 0$ порядок теплового расчета упрощается. В этом случае тепловой перепад h_0 полностью срабатывается в соплах, а давление за ступенью или турбиной будет равно p_2 .

5-10. РАСЧЕТ ДВУХВЕНЕЧНОЙ РЕГУЛИРУЮЩЕЙ СТУПЕНИ

Задание. Определить основные размеры двухвечной ступени, се к. п. д. и внутреннюю мощность по следующим данным: давление и температура пара перед турбиной $p_0=90$ бар, $t_0=535^\circ\text{C}$; расход пара че-

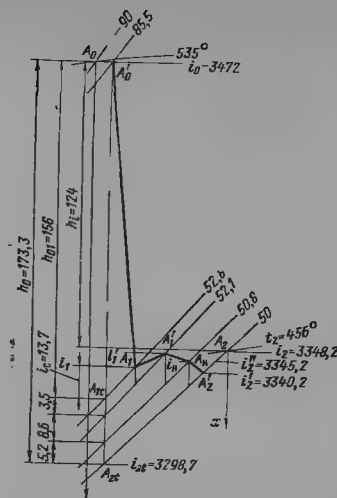


Рис. 5-16. Тепловой процесс в is -диаграмме для регулирующей двухвентильной ступени.

рез турбину $D_0=176$ т/ч и число ее оборотов $n=3000$ об/мин.

Определяем потерю давления в клапанах $\Delta p_{\kappa} = 0,05 \cdot 90 = 4,5$ бар и давление пара перед соплами $p'_0 = 90 - 4,5 = 85,5$ бар, где потеря в клапанах принята по оценке 5% от p_0 .

Принимаем $d=0,9$ м. По прикидочным расчетам находим $(u/c_0)_0=0,24$.

Окружная скорость на среднем диаметре

$$\mu = \frac{\pi \cdot 0,9 \cdot 1000}{60} = 141,3 \text{ м сек.}$$

Адиабатическая скорость пара

$$c_a = \frac{u}{(u/c_a)_u} = \frac{141,3}{0,24} = 589 \text{ м сек.}$$

Тепловой перепад ступени

$$h_0 = \frac{c_d^2}{2} = \frac{589^2}{2} = 173,3 \text{ кДж/кг.}$$

Энтальпия пара за ступенью по адиабате A'_0A_{21} ,
 $i_{21} = i_0 - h_0 = 3472 - 173,3 = 3298,7$ кДж/кг и давление $p_{21} =$
 $= 50$ бар.

Реактивность на лопатках принимаем $\rho_1=2\%$, $\rho_2=5\%$ и $\rho_3=3\%$.

Тепловые перепады:
в соплах $h_{01} = [1 - (0,02 + 0,05 + 0,03)] \cdot 173,3 =$
 -156 кДж/кг

на рабочих лопатках первого $\blacksquare$ $h_{02}=0,02 \times$
 $\times 173,3=3,5 \text{ кДж/кг};$

на направляющих лопатках $h_{0n}=0,05 \cdot 173,3=$
 $=8,6 \text{ кдж/кг};$
 на рабочих лопатках второго венца $h'_{02}=$
 $=0,03 \cdot 173,3=5,2 \text{ кдж/кг}.$

Наконец тепловые перепады на i -с-диаграмму
 (рис. 5-16) найдем давления:
 за соплами $p_1=52,8 \text{ бар};$
 за рабочими лопатками первого венца $p'_1=52,1 \text{ бар};$
 за направляющими лопатками $p_n=50,8 \text{ бар}.$

Отношение давлений $\frac{p_1}{p'_1} = \frac{50,0}{85,5} = 0,588 > \eta_{нв}.$

Отсюда следует, что скорость пара на выходе из
 сопла ниже критической.

Скорость пара на выходе из сопла

$$c_1 = \sqrt{2h_{01}} = 0,955 \sqrt{2 \cdot 155,97 \cdot 10^3} = 533 \text{ м/сек}.$$

Из треугольника скоростей (рис. 5-17) находим:
 $w_2=398 \text{ м/сек}, \beta_1=21^\circ 50', \alpha_1=16^\circ$ — принят по
 оценке.

Относительная скорость пара на выходе из рабо-
 чих лопаток первого венца

$$w_2 = 0,88 \sqrt{2 \cdot 3,5 \cdot 10^3 + 398^2} = 358 \text{ м/сек},$$

где $\psi=0,88$ — принят;

$$\beta_2 = 21^\circ 50' - 3^\circ 50' = 18^\circ.$$

Из треугольника скоростей получаем:

$$c_2 = 227,5 \text{ м/сек}, \alpha_2 = 28^\circ 20'.$$

Скорость пара на выходе из на-
 направляющих лопаток

$$c'_1 = 0,89 \sqrt{2 \cdot 8,6 \cdot 10^3 + 227,5^2} =$$

$$= 234 \text{ м/сек},$$

где $\psi_n=0,89$ — принято;

$$\alpha'_1 = 25^\circ 50' - 2^\circ 50' = 26^\circ.$$

Из треугольника скоростей имеем:

$$w'_1 = 124 \text{ м/сек} \text{ и } \beta_1 = 55^\circ 40'.$$

Относительная скорость пара на
 выходе из рабочих лопаток второго

$$w'_2 = 0,91 \sqrt{2 \cdot 5,2 \cdot 10^3 + 124^2} =$$

$$= 147 \text{ м/сек},$$

где $\psi'=0,91$ — принято;

$$\beta'_2 = 55^\circ 40' - 15^\circ 30' = 40^\circ 10'.$$

Из треугольника скоростей находим:

$$c'_2 = 100 \text{ м/сек} \text{ и } \alpha'_2 = 106^\circ 40'.$$

Тепловые потери:

в соплах $h_0 = (1 - \psi^2) h_{01} =$
 $= (1 - 0,955^2) \times 156 = 13,7 \text{ кдж/кг};$
 на рабочих лопатках первого венца

$$h_n = (1 - \psi^2) \left(\frac{w_1^2}{2 \cdot 10^3} + h_{02} \right) =$$

$$= (1 - 0,88^2) \left(\frac{398^2}{2 \cdot 10^3} + 3,5 \right) = 18,7 \text{ кдж/кг};$$

на направляющих лопатках

$$h_n = (1 - \psi_n^2) \left(\frac{c_2^2}{2} + h_{0n} \right) =$$

$$= (1 - 0,89^2) \left(\frac{227,5^2}{2 \cdot 10^3} + 8,6 \right) = 7 \text{ кдж/кг};$$

на рабочих лопатках второго венца

$$h'_{n2} = (1 - \psi'^2) \left(\frac{w_2'^2}{2} + h'_{n2} \right) =$$

$$= (1 - 0,91^2) \left(\frac{124^2}{2 \cdot 10^3} + 5,2 \right) = 2,2 \text{ кдж/кг};$$

с выходной скоростью

$$h_a = \frac{c_2'^2}{2} = \frac{100^2}{2 \cdot 10^3} = 5 \text{ кдж/кг}.$$

К. п. д. на венце лопаток по потерям

$$\eta_{лв} = \frac{h_0 - (h_n + h_n + h'_n + h_a)}{h_0} =$$

$$= \frac{173,3 - (13,7 + 18,7 + 7 + 2,2 + 5)}{173,3} = 0,731$$

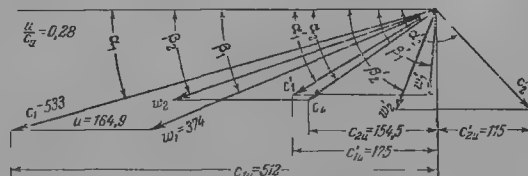
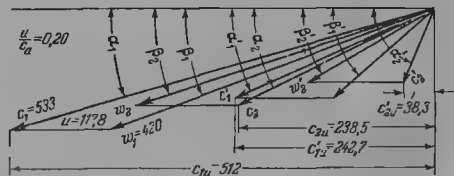
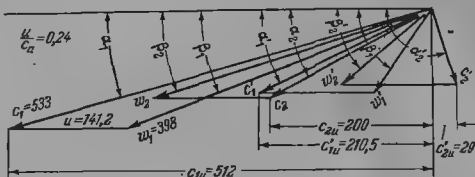


Рис. 5-17. Треугольники скоростей двухвентной регулирующей ступени.

и по данным греюльинок скоростей

$$\eta'_u = \frac{2u(c_{1u} + c_{2u} + c'_{1u} + c'_{2u})}{c_a^2} = \\ = \frac{2 \cdot 141,3 (512 + 200 + 210,5 - 29)}{589^2} = 0,728.$$

Разность между η_u и η'_u составляет 0,3%, что хорошо согласуется с требованиями к расчету.

Определение состояний пара за соплами и лопатками.

В выходном сечении сопла:

$$i_1 = i_0 - h_{01} + h_2 = 3472 - 156 + 13,7 = 3329,7 \text{ кдж/кг};$$

удельный объем $v_1 = 0,061 \text{ м}^3/\text{кг}$ (точка A_1 на рис. 5-16).

В выходном сечении рабочих лопаток первого венца (точка A'_1):

$$i'_1 = i_1 - h_{21} + h_2 = 3329,7 - 3,5 + 18,7 = 3344,9 \text{ кдж/кг};$$

удельный объем $v'_1 = 0,062 \text{ м}^3/\text{кг}$.

В выходном сечении направляющих лопаток (точка A_n):

$$i_n = i'_1 - h_{0n} + h_n = 3344,9 - 8,7 + 7 = 3343,2 \text{ кдж/кг}$$

и удельный объем $v_n = 0,063 \text{ м}^3/\text{кг}$.

В выходном сечении рабочих лопаток второго венца (точка A'_2):

$$i'_2 = i_n - h'_{02} + h'_2 = 3343,2 - 5,2 + 2,2 = 3340,2 \text{ кдж/кг};$$

удельный объем $v'_2 = 0,064 \text{ м}^3/\text{кг}$.

За рабочими лопатками с учетом потерь с выходной скоростью (точка A''_2):

$$i''_2 = i'_2 + h_n = 3340,2 + 5 = 3345,2 \text{ кдж/кг};$$

удельный объем $v''_2 = 0,065 \text{ м}^3/\text{кг}$.

Секундный расход пара через сопла составляет:

$$G_0 = \frac{D_0}{3600} = \frac{176000}{3600} = 48,9 \text{ кг/сек.}$$

Основной поток пара по выходе из сопла, за исключением протечек через переднее концевое уплотнение, проходит через каналы рабочих лопаток, совершая работу.

Подсчитаем утечки через переднее концевое уплотнение. Давление перед уплотнением равно давлению за соплами 52,8 бар.

Из уплотнений со стороны высокого давления обычно осуществляются отсосы в отборы для подогрева питательной воды. Примем, что отсос пара из уплотнений осуществляется в отбор с давлением 5 бар.

Число лабиринтов уплотнения до первого отсоса принимаем $z_1 = 100$. Тогда по уравнению (4-22) критическое давление за последним лабиринтом составит:

$$P_{\text{лб}} = \frac{0,85 \cdot 52,8}{\sqrt{100 - 1,375}} = 4,45 \text{ бар.}$$

Следовательно, утечки пара через уплотнение следует подсчитать по уравнению (4-16):

$$G_{\text{ут}} = 316,2 \cdot 0,74 \cdot 0,000418 \sqrt{\frac{52,8^2 - 5^2}{52,8 \cdot 0,061 \cdot 100}} \approx \\ \approx 0,3 \text{ кг/сек.}$$

где $\mu = 0,74$ — принят по графику (рис. 4-6) в соответствии с отношением $\frac{p}{p_0}$ и $f_2 = \mu \gamma \sqrt{\gamma} = 0,38 \cdot 0,0035 = 0,000418 \text{ м}^2$.

Расход пара через лопатки: $G_1 = 48,9 - 0,3 = 48,6 \text{ кг/сек.}$

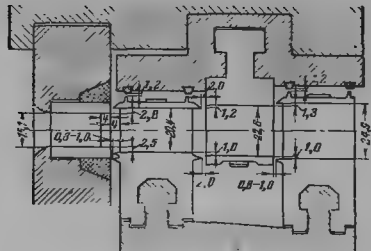


Рис. 5-18. Чертеж проточной части регулирующей ступени

Подсчитываем выходные высоты: сопла

$$l_1 = \frac{G_0 v_1 \cdot 10^3}{\pi d c_1 \sin \alpha_1} = \\ = \frac{48,9 \cdot 0,0564 \cdot 10^3}{\pi \cdot 0,9 \cdot 0,44 \cdot 533 \sin 16^\circ} = 15,1 \text{ мм.}$$

где $e = 0,44$ — принято по оценке в соответствии с допустимой высотой сопла;

рабочих лопаток первого венца

$$l_2 = \frac{48,6 \cdot 0,0579 \cdot 10^3}{\pi \cdot 0,9 \cdot 0,44 \cdot 358 \sin 18^\circ} = 20,4 \text{ мм};$$

направляющих лопаток

$$l_n = \frac{48,6 \cdot 0,0593 \cdot 10^3}{\pi \cdot 0,9 \cdot 0,44 \cdot 234 \sin 26^\circ} = 22,6 \text{ мм};$$

рабочих лопаток второго венца

$$l'_2 = \frac{48,6 \cdot 0,0505 \cdot 10^3}{\pi \cdot 0,9 \cdot 0,44 \cdot 147 \sin 40^\circ} = 24,9 \text{ мм.}$$

Чертеж проточной части регулирующей ступени приведен на рис. 5-18, где указаны высоты и перекрыши лопаток.

Потери на трение и вентиляцию определяем по формуле (4-4):

$$N_{\text{т.л}} = [1,07 \cdot 0,9 + 0,61 \cdot 2 (1 - 0,44) 0,9 \cdot 2,25^{1,4}] \times \\ \times \frac{141,3^3}{0,0625 \cdot 10^3} = 143 \text{ кат.}$$

где $\lambda = 1$ — принято для высокоперегретого пара;

средний удельный объем пара с учетом перепада давления на диск от реактивности

$$v = \frac{0,061 + 0,064}{2} = 0,0525 \text{ м}^3/\text{кг};$$

$z = 2$ — два венца рабочих лопаток.

Потери на трение и вентиляцию в тепловых едниках, см. уравнение (4-5)

$$h_{\text{т.л}} = \frac{143}{48,6} = 3 \text{ кдж/кг.}$$

Величина и расчетная формула	Размерность	№ Номера расчетов		
		1	2	3
u/c_a	—	0,20	0,24	0,28
$u = \left(\frac{u}{c_a}\right) c_a$	м/сек	117,8	141,3	164,9
$d = \frac{60a}{\pi \cdot 3000}$	мм	750	900	1050
w_1	м/сек	420	398	374
β_1	град	20°30'	21°50'	22°40'
$\beta_2 = \beta_1 - \Delta$	град	18°	18°	19°
ψ	—	0,88	0,88	0,88
$w_2 = 44,72\psi \sqrt{\frac{w_1^2}{2} + h'_{02}}$	м/сек	376,5	358	337
c_2	м/сек	268,5	227,5	188,3
α_2	град	26°	28°20'	34°50'
$\alpha'_1 = \alpha_2 - \Delta$	град	24°	26°	31°
ψ_2	—	0,89	0,89	0,89
$c'_1 = 44,72\psi_2 \sqrt{\frac{c_2^2}{2} + h'_{0,2}}$	м/сек	266	234	204,5
w'_1	м/сек	170	124	104
β'_1	град	41°20'	55°40'	84°20'
$\beta_2 = \beta'_1 - \Delta$	град	30°	40°10'	68°
ψ'	—	0,91	0,91	0,91
$w'_2 = 44,72\psi' \sqrt{\frac{w_1'^2}{2} + h'_{02}}$	м/сек	180,5	147	132,5
c'_2	м/сек	98	100	168
α'_2	град	67	106°40'	133°20'
c_{12}	м/сек	512	512	512
c_{22}	м/сек	238,5	200	154,5
c'_{12}	м/сек	242,7	210,5	175
c'_{22}	м/сек	38,3	—29	—115
$\Sigma(c_{12} - c_{22})$	м/сек	1031,5	893	726
$2u\Sigma(c_{12} - c_{22})$	м/сек	244 000	252 500	299 500
γ_{22}	—	0,704	0,728	0,691
$N_{2,2} = 1,07d^2 + 0,61 \cdot 2(1 - \eta) l^{1,5} \frac{u^3}{10^3} \rho$	квт	66,5	143	215
$\zeta_{2,2} = \frac{2000N_{2,2}}{G_1 c_a^2}$	—	0,0079	0,0170	0,0256
$\eta_{02} \approx \eta_{12} - \zeta_{2,2}$	—	0,696	0,711	0,665

Относительный внутренний к. п. д. ступени

$$\eta_{02} = \frac{h_0 - \Sigma h_a}{h_0} = \frac{173,3 - (13,7 + 18,7 + 7 + 2,2 + 5 + 3)}{173,3} = \frac{123,7}{173,3} = 0,715,$$

где $h_1 = 123,7$ кДж/кг.

Состояние пара за ступенью с учетом всех потерь, включая потерю $h_{2,2}$ (точка A_2 , рис. 5-16):
 теплосодержание $i_2 = i'_{2,2} + h_{2,2} = 3345,2 + 3 = 3348,2$ кДж/кг;
 температура $t_2 = 456^\circ\text{C}$.

Внутреннюю мощность ступени подсчитываем по уравнению (5-48):

$$N_1 = 48,6 \cdot 123,4 = 6020 \text{ квт.}$$

Результаты расчета регулирующей ступени при $u/c_a = 0,24$ приведены в таблице.

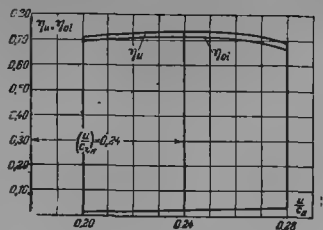


Рис. 5-19. График изменения $\eta_{и}$ и $\eta_{о1}$ в зависимости от u/c_a .

Чтобы выяснить характер изменения $\eta_{и}$ и $\eta_{о1}$ от u/c_a поблизу $(u/c_a)_н$, в соответствии с рассмотренной методикой выполнены дополнительные расчеты ступени для двух значений $u/c_a = 0,20$ и $u/c_a = 0,28$. Результаты этих расчетов даны в табл. 5-3, треугольники скоростей показаны на рис. 5-17, а график зависимости $\eta_{и}$ и $\eta_{о1}$ от u/c_a приведен на рис. 5-19. При выполнении указанных расчетов сохранены неизменными:

$h_0 = 173,3$ кДж/кг, скорости $c_0 = 589$ и $c_1 = 533$ м/сек, а также реактивность на лопатках $\rho_1 = 2\%$, $\rho_n = 5\%$ и $\rho_2 = 3\%$.

Поскольку h_0 принято постоянным, то для $(u/c_a) = 0,20$ и $(u/c_a) = 0,28$ определены окружные скорости и по ним — средние диаметры:

$$u_1 = 0,20 \cdot 589 = 117,8 \text{ м/сек}, \quad u_3 = 0,28 \cdot 589 = 164,9 \text{ м/сек}.$$

$$d_1 = \frac{60 \cdot 117,8}{\pi \cdot 3000} = 750 \text{ мм и } d_3 = \frac{60 \cdot 164,9}{\pi \cdot 3000} = 1050 \text{ мм}.$$

Из графика (рис. 5-19) следует, что $(u/c_a) = 0,24$ является оптимальным по $\eta_{о1}$.

В турбинах средней и особенно большой мощности пар к соплам ступени, идущей след за регулирующей, подводится по всей окружности ($\epsilon = 1$). Поэтому между регулирующей ступенью ($\epsilon < 1$) и следующей за ней предусматривается камера, в которой происходит выравнивание давления по всей окружности. Следовательно, энергия выходной скорости регулирующей ступени полностью теряется и не используется в следующей ступени. Таким образом, состояние пара перед соплами второй ступени определяется точкой A_2 .

5-11. РАСЧЕТ И ПРОФИЛИРОВАНИЕ ДЛИННЫХ ЛОПАТОК

Методика теплового расчета турбинных ступеней и примеры, выполненные выше, базировались на средних диаметрах d без учета изменения окружных скоростей по высоте рабочих лопаток. В этих расчетах при постоянных углах по высоте сопл α_1 и постоянных скоростях потока c_1 относительная скорость w_1 и ее направление β_1 также получаются постоянными по высоте лопаток, а именно такими, какими они были определены из треугольников скоростей, построенных для среднего диаметра.

В действительности из-за возрастания окружной скорости от корня к вершине рабочих лопаток изменяются как относительная

скорость потока w_x , так и угол его входа на рабочие лопатки β_x . Таким образом, профилирование рабочих лопаток турбинной ступени с постоянным углом β_1 по их высоте обеспечивает безударный вход потока на лопатки только на среднем диаметре. От среднего диаметра к корню лопаток и к их вершинам углы набегания потока на лопатки будут отличаться от расчетного значения β_1 .

На рис. 5-20 показаны схема турбинной ступени и треугольники скоростей для трех сечений по высоте рабочих лопаток: у корня и на среднем диаметре и у вершины. Из рассмотрения треугольников скоростей следует, что у корня рабочих лопаток угол потока $\beta_{и1} < \beta_1$, у вершин $\beta_{и1} > \beta_1$. С увеличением высот лопаток l_2 и уменьшением отношения d/l_2 разность между углами $\beta_1 - \beta_{и1}$ и $\beta_{и1} - \beta_1$ возрастает. Для сравнительно небольших высот рабочих лопаток и больших относительных величин $d/l_2 \geq 10 \div 12$, спроектированных с постоянным по высоте профилем, углы атаки потока на рабочие лопатки относительно невелики. При этих условиях тепловые потери на лопатках от ударного входа потока и ухудшения обтекания их профилей повышаются незначительно. Коэффициент полезного действия ступени (по сравнению с его расчетным значением на среднем диаметре) снижается мало.

Применение постоянных профилей по высоте для длинных лопаток приводит к значительному увеличению тепловых потерь и соответствующему снижению к. п. д. ступени.

При больших объемных расходах рабочего тела получают большие высоты рабочих лопаток и малые отношения d/l_2 , что характерно для лопаток последних ступеней конденсационных паровых турбин. Таким образом, если длинная лопатка спроектирована без учета

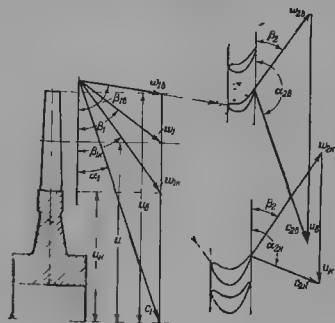


Рис. 5-20. Схема турбинной ступени и треугольники скоростей для трех сечений по высоте лопаток.

изменения окружной скорости по ее высоте, т. е. спроектирована с постоянным по высоте профилем, то действительный к. п. д. такой турбины окажется значительно ниже его расчетного значения на среднем диаметре.

При отношениях $d/l_2 \leq 10 \div 12$ турбостроительные заводы в целях обеспечения высоких значений к. п. д. турбин применяют закрученные (винтовые) рабочие лопатки с переменными по их высоте углами β_1 .

Оптимальные углы ($\beta_{1\text{опт}}$) для каждого сечения рабочих лопаток по их высоте определяются из построения треугольников скоростей.

Для отношений $d/l_2 \geq 12 \div 14$, так правило, применяются профили с постоянными углами β_1 и постоянным или переменным сечением по высоте лопаток.

Закрученные профили выполняются обычно с уменьшающимся сечением по высоте лопаток, что позволяет значительно разгрузить их корневые сечения от высоких напряжений, возникающих от центробежных сил.

В инженерной практике расчета закрутки лопаток применяются различные законы и методы.

Расчет закрутки лопаток методом постоянной циркуляции является наиболее распространенным. Впервые этот метод был применен академиком Н. Г. Жуковским для профилирования воздушных винтов и лопаток вентиляторов. Впоследствии применительно к расчету закрутки длинных лопаток паровых турбин метод был разработан профессором В. В. Уваровым.

В основу метода постоянной циркуляции положены следующие соотношения. Для сопловой решетки

$$c_{1u}r = \text{const}; \quad (5-69)$$

для рабочей решетки

$$c_{2u}r = \text{const}, \quad (5-69a)$$

где c_{1u} , c_{2u} — проекции абсолютных скоростей c_1 и c_2 на окружное направление; r — радиусы сопловой и рабочей решеток со стороны выхода пара, изменяющиеся по их высоте от корневого сечения до вершины.

Закон постоянства циркуляции, кроме основного условия $c_{1u}r = \text{const}$, требует соблюдения дополнительных условий. Для сопловой решетки по высоте лопатки должно быть выполнено:

$$c_{1a} = \text{const}, \quad (5-70)$$

а для рабочей

$$c_{2a} = \text{const}, \quad (5-70a)$$

где c_{1a} , c_{2a} — проекции абсолютных скоростей c_1 и c_2 на осевое направление.

Это условие означает, что поля осевых составляющих скоростей в осевых зазорах должны быть равномерными.

Выполнение условий (5-70, 5-70a) означает, что в зазорах между решетками, кроме того, отсутствуют перемещения частиц пара по высоте лопаток, т. е. радиальные составляющие скорости в осевых зазорах равны нулю, $c_r = w_r = 0$. Следует, однако, отметить, что в межлопаточных канавках сопловой и рабочей решеток радиальные смещения потока возможны.

Расчеты закрутки лопаток выполняются без учета тепловых потерь. Их целесообразно производить после выполнения теплового расчета ступени по среднему диаметру. Из этого расчета обычно известны основные параметры и определены дополнительные следующие величины:

p_0 , p_1 и p_2 — давления пара соответственно перед соплами, за соплами и за рабочими лопатками, причем p_0 и p_2 — постоянны для любого сечения лопатки, а p_1 — относится только к среднему диаметру ступени;

h_0 , h_1 и h_2 — располагаемые теплоперепады соответственно для ступени, сопловой решетки и рабочих лопаток, причем h_1 и h_2 определены только для сечения лопаток по среднему диаметру;

c_1 , w_1 , w_2 и c_2 — абсолютные и относительные скорости пара на среднем диаметре;

β_1 , β_2 и α_2 — углы направления потока при входе на рабочую решетку и на выходе из нее только на среднем диаметре;

l_1 и l_2 — высота сопловой и рабочей решетки;

r и u — радиус и окружная скорость на среднем диаметре;

c_{1a} , c_{2a} — проекции абсолютных скоростей c_1 и c_2 на осевое направление, постоянные по высоте лопаток.

Значение $c_{2u}r$ следует принимать равным нулю; так как $r \neq 0$, то $c_{2u} = 0$, что соответствует значению угла $\alpha_2 = 90^\circ$.

Данные теплового расчета ступени по среднему диаметру и соотношения (5-69) и (5-70) позволяют произвести расчет закрутки лопаток для любого промежуточного диаметра d_k , где $d_k \leq d_1 \leq d_u$, а d_k и d_u — диаметры соответственно в корневом сечении лопаток и по их вершинам со стороны выхода пара. На основании условия (5-69) можно написать:

$$c_{1u}r = c_{1u}r_1, \quad (5-71)$$

откуда

$$c_{1u}i = \frac{c_{1u}r}{r_1}. \quad (5-71a)$$

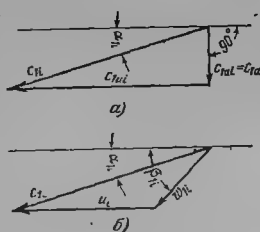


Рис. 5-21. Треугольники скоростей сопловой решетки.

α — для определения c_{1i} и $\lg \alpha_{1i}$; β — для определения ψ_{1i} и β_{1i}

С другой стороны, для любого диаметра d_i (рис. 5-21)

$$c_{1i}^2 = c_{1rel}^2 = c_{1i}^2 - c_{1u}^2$$

и, следовательно,

$$c_{1i} = \sqrt{c_{1rel}^2 + c_{1u}^2} \quad (5-72)$$

Угол α_{1i} определяется по своему тангенсу (рис. 5-21):

$$\lg \alpha_{1i} = \frac{c_{1u}}{c_{1rel}} \quad (5-73)$$

Окружная скорость на диаметре d_i

$$u_i = \frac{\pi d_i n}{60} \quad (5-74)$$

По данным c_{1i} , d_{1i} и u_i находим ψ_{1i} или из построения треугольника скоростей (рис. 5-21, б), или аналитически.

При расчете закрутки лопаток следует иметь в виду, что скорости c_{1i} могут быть меньше, равны и больше критических в пределах одной и той же ступени.

Знание абсолютных скоростей c_{1i} по высоте сопловой решетки позволяет определять значения теплового перепада по ее высоте.

Для любого диаметра d_i сопловой решетки имеем:

$$h_{01i} = \frac{c_{1i}^2}{2g} - \Delta h_0 \quad (5-75)$$

Тепловой перепад на рабочих лопатках для любого сечения

$$h_{02i} = h_{01i} - \Delta h_{0i} \quad (5-76)$$

Изменение реакции по высоте

$$\beta_i = \frac{h_{02i}}{h_0} \quad (5-77)$$

Расчеты показывают, что реакция по высоте лопаток изменяется от некоторого минимума у корня до максимума у вершины лопаток.

Ниже приводится пример расчета закрутки лопаток ступени без учета тепловых потерь.

Дано: $p_0 = 9$ бар, $t_0 = 210^\circ\text{C}$ — давление и температура пара перед сопловой решеткой;

$G_0 = 80$ кг/сек — расход пара через ступень;

$n = 3000$ об/мин — число оборотов турбины.

Расчет по среднему диаметру $d = 1600$ мм — диаметр средней окружности для сопловой решетки и рабочих лопаток (принимаем); $u = 50\pi d = 50\pi \cdot 1,6 = 251,5$ м/сек — скорость на среднем диаметре;

$\rho = 30\%$ — реакция на среднем диаметре ступени, принята на основании предварительного расчета таким образом, чтобы у корневого сечения лопаток имелась небольшая положительная реактивность.

Принимаем по опыту:

$\alpha_1 = 14^\circ$ — угол наклона сопловой решетки;

$c_{1u}/c_{1rel} = 0,54$ — отношение окружной скорости к адiabатической.

Находим и определяем:

adiaбатическую скорость пара

$$c_{вх} = \frac{u}{c_{вх}} = \frac{251,5}{0,54} = 466 \text{ м/сек};$$

располагаемый теплоперепад ступени

$$h_0 = \frac{466^2}{2 \cdot 10^3} = 108,4 \text{ кДж/кг};$$

теплоперепад сопловой решетки на среднем диаметре

$$h_{01} = (1 - 0,3) 108,4 = 76 \text{ кДж/кг};$$

теплоперепад рабочих лопаток на среднем диаметре

$$h_{02} = 108,4 - 76 = 32,4 \text{ кДж/кг};$$

энthalпия пара перед сопловой решеткой

$$i_0 = 2890 \text{ кДж/кг};$$

энthalпия за сопловой решеткой по изэнтропе

$$i_1 = 2890 - 76 = 2814 \text{ кДж/кг};$$

давление за сопловой решеткой

$$\beta_1 = 1,4 \text{ бар};$$

удельный объем пара за сопловой решеткой по изэнтропе

$$v_{11} = 1,44 \text{ м}^3/\text{кг};$$

скорость пара на выходе из сопловой решетки без учета тепловых потерь

$$c_{11} = c_1 = \sqrt{2 \cdot 76 \cdot 10^3} = 389,5 \text{ м/сек};$$

$$c_{1u} = c_1 \cos \alpha_1 = 389,5 \cos 14^\circ = 377,5 \text{ м/сек};$$

высоту сопловой решетки

$$l_1 = \frac{G_0 v_{11} \cdot 10^3}{\pi d c_{11} \sin \alpha_1} = \frac{80 \cdot 1,44 \cdot 10^3}{1,6 \cdot 389,5 \sin 14^\circ} \approx 244 \text{ мм}.$$

Из треугольника скоростей (рис. 5-22) находим:

$$w_1 = 157 \text{ м/сек}, \beta_1 = 36^\circ 30', \text{ и } c_{1a} = 94,5 \text{ м/сек};$$

относительную теоретическую скорость пара на выходе из рабочих лопаток без учета тепловых потерь

$$w_{21} = \sqrt{2 \cdot 32,4 \cdot 10^3 + 157^2} = 299 \text{ м/сек}.$$

¹ Высоту сопловой и рабочей решеток для расчета закрутки лопаток можно принимать из основного теплового расчета ступени, предварительно выполненного по среднему диаметру с учетом всех тепловых потерь в ступени.

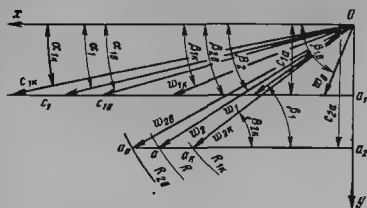


Рис. 5-22. Треугольники скоростей для определения закрутки лопаток.

Из точки o (рис. 5-22) радиусом $R = kw_2$ (k — масштаб построения треугольника скоростей) описываем дугу.

Переместив вектор окружной скорости u вниз параллельно оси ox , найдем точку a и, соединив ее с точкой o , определим направление парового потока на выходе из каналов рабочих лопаток, т. е. $\beta_2 = 32^\circ 50'$ и $c_{2a} = 164$ м/сек.

Расчет по корневому сечению

Диаметр корневой сечению $d_k = d - l_1 = 1600 - 244 = 1356$ мм и соответственно $r_k = 678$ мм и $u_k = 50 \cdot 2\pi r_k = 100\pi \cdot 0,678 = 213$ м/сек. Окружную проекцию скорости для корневой сечению находим по формуле (5-71а):

$$c_{1k} = \frac{377,5 \cdot 0,80}{0,678} = 446 \text{ м/сек.}$$

Абсолютную скорость пара в корневом сечении определяем по уравнению (5-72):

$$c_{1k} = \sqrt{446^2 + 94,5^2} = 461 \text{ м/сек.}$$

Угол наклона сопловой решетки из уравнения (5-73)

$$\text{tg } \alpha_{1k} = \frac{94,5}{446} = 0,2115; \alpha_{1k} = 11^\circ 57'.$$

Из треугольника скоростей (рис. 5-22) получаем:

$$w_{1k} = 256 \text{ м/сек; } \beta_{1k} = 21^\circ 54'.$$

Теплоперепад на сопловой решетке

$$h_{01k} = \frac{461^2}{2 \cdot 10^3} = 106 \text{ кДж/кг.}$$

Теплоперепад на рабочей решетке

$$h_{02k} = h_0 - h_{01k} = 108,4 - 106 = 2,4 \text{ кДж/кг.}$$

Степень реакции на рабочих лопатках в корневом сечении

$$r_k = \frac{2,4}{108,4} = 2,2\%.$$

Относительная скорость пара на выходе из рабочей решетки

$$w_{2k} = 44,72 \sqrt{32,8^2 + 2,4^2} = 265,5 \text{ м/сек.}$$

Из вершины треугольника (точка o , рис. 5-22) проведем дугу радиусом R_{1k} вектора скорости w_{1k} в масштабе длин. Точка пересечения дуги R_{1k} с линией aa_2

дает точку a_k , расстояние от которой до точки a_{2k} в масштабе построения треугольника скоростей, равно окружной скорости u_k .

Угол между прямыми ox и oa_k является искомым углом β_{2k} , численное значение которого $\beta_{2k} = 36^\circ$.

Расчет по вершинам лопаток

Диаметр вершины сопловой решетки $d_s = 1600 + 244 = 1844$ мм и соответственно $r_s = 922$ мм и $u_s = 100\pi \cdot 0,922 = 289,5$ м/сек.

Находим:

$$c_{1s} = \frac{377,5 \cdot 0,8}{0,922} = 327,3 \text{ м/сек;}$$

$$c_{1s} = \sqrt{327,3^2 + 94,5^2} = 340,7 \text{ м/сек;}$$

$$\text{tg } \alpha_{1s} = \frac{94,5}{327,3} = 0,285, \text{ откуда } \alpha_{1s} = 15^\circ 54'.$$

Теплоперепад в сопловой решетке

$$h_{01s} = \frac{340,7^2}{2 \cdot 10^3} = 59 \text{ кДж/кг.}$$

Из треугольника скоростей (рис. 5-22) получаем:

$$w_{1s} = 101,5 \text{ м/сек и } \beta_{1s} = 68^\circ.$$

Теплоперепад на рабочих лопатках

$$h_{02s} = 108,4 - 59 = 49,4 \text{ кДж/кг.}$$

Реакция на вершине рабочих лопаток

$$r_s = \frac{49,4}{108,4} = 45,5\%.$$

Скорость

$$w_{2s} = \sqrt{2 \cdot 49,4 \cdot 10^3 + 101,5^2} = 330 \text{ м/сек.}$$

Из построения треугольника скоростей (рис. 5-22) находим $\beta_{2s} = 29^\circ 10'$, а расстояние между точками хорошо согласуется с окружной скоростью $u_s = 289,5$ м/сек. Аналогичным способом выполнен расчет закнутки для двух промежуточных радиусов $r_{sp} = 740$ мм и $r'_{sp} = 860$ мм.

Результаты расчета закрутки лопаток приведены в таблице.

Диаметры	Углы наклона лопаток				Теплоперепады на лопатках		Реакция на рабочих лопатках
	сопловой	рабочих		сопловой	рабочих		
		на входе	на выходе				
$d, \text{ мм}$	$\alpha_{1s}, \text{ град}$	$\beta_{1s}, \text{ град}$	$\beta_{2s}, \text{ град}$	$h_{01s}, \text{ кДж/кг}$	$h_{02s}, \text{ кДж/кг}$	$r_s, \%$	
1356	11° 57'	21° 54'	38°	106,0	2,4	2,21	
1480	13° 04'	28° 30'	35° 20'	87,5	20,9	19,26	
1600	14°	36° 30'	32° 50'	76,0	32,4	30,00	
1720	15° 03'	49° 20'	31° 20'	66,1	42,3	39,00	
1844	15° 54'	68°	29° 10'	59,0	49,4	45,50	

Из таблицы следует, что реакция на рабочих лопатках интенсивно возрастает от корневого сечения к вершине. Изменяются также и углы α_1 и β_2 по высоте лопаток, что усложняет технологию их изготовления и затруд-

няет решение вопросов обеспечения надежности работы. Однако эти расчеты позволяют конструктору правильно спроектировать лопаточный аппарат ступени и получить экономически приемлемые формы проточной части.

К настоящему времени в результате большой экспериментальной работы получен боль-

шой парк высокоэкономичных профилей, и знание конструктивных углов по высоте лопаток позволяет правильно подобрать профили отдельных сечений и спроектировать лопаточный аппарат ступени таким образом, чтобы он отвечал как требованиям технологичности, так и требованиям экономичности и надежности.

Глава шестая

МНОГОСТУПЕНЧАТЫЕ ПАРОВЫЕ ТУРБИНЫ

6-1. ТУРБИНЫ СО СТУПЕНЯМИ ДАВЛЕНИЯ

Многоступенчатые паровые турбины активного типа нашли широкое применение в энергетике, где они используются для привода электрических генераторов переменного тока. Многоступенчатые турбины в отличие от одноступенчатых могут быть построены на большие единичные мощности и высокие параметры пара.

Число ступеней в многоступенчатых турбинах колеблется в больших пределах: от 3—5 до 30 и более и зависит от параметров свежего и отработавшего пара, его расхода через турбину, от типа регулирующей ступени, требований к экономичности и т. п.

Тепловой процесс в is -диаграмме на рис. 6-1 показан тепловой процесс многоступенчатой паровой турбины в is -диаграмме водяного пара. Состояние свежего пара с параметрами p_0 и t_0 в is -диаграмме определяется точкой A_0 . Располагаемый перепад тепла при давлении за турбиной p_2 равен H_0 . Располагаемый перепад тепла проточной части турбины составляет H'_0 .

Численное значение H'_0 для паровой турбины равно:

$$H'_0 = H_0 - (\Delta H_K + \Delta H_{в.п.}), \quad (6-1)$$

где ΔH_K — тепловая потеря в системе парораспределения (автоматический стопорный и регулирующие клапаны);

$\Delta H_{в.п.}$ — тепловая потеря в выпускном патрубке.

Состояние пара перед соплами первой ступени турбины определяется точкой A'_0 .

Точки a_1, a_2, a_3 и т. д. показывают состояние пара перед 2-й, 3-й, 4-й и т. д. ступенями турбины.

В паровой турбине с сопловым парораспределением энергия выходной скорости регулирующей ступени ($\epsilon < 1$) не используется в соплах 2-й ступени ($\epsilon = 1$).

Располагаемые тепловые перепады ступеней турбины: h'_0, h''_0, h'''_0 и т. д.

Полезно использованный тепловой перепад на ступенях турбины

$$H_i = i_0 - i_n = \sum_{i=1}^n h_i = h'_i + h''_i + h'''_i + \dots + h^{(n)}_i. \quad (6-2)$$

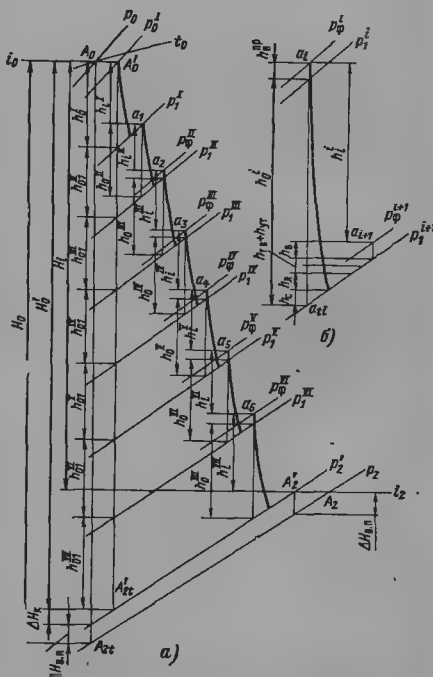


Рис. 6-1. Тепловой процесс многоступенчатой паровой активной турбины в is -диаграмме.

а — турбина, б — ступени.

Состояние пара за рабочими лопатками последней ступени определяется точкой A'_2 , а за выпускным патрубком A_2 .

Относительный внутренний к. п. д. турбины

$$\eta_{oi} = \frac{H_i}{H'_0} \quad (6-3)$$

Коэффициент возврата тепла. Если посмотреть на is -диаграмму, то можно заметить, что изобары расположены на ней не эквидистантно — они расходятся в направлении увеличения энтропии. Кроме того, с ростом энтропии увеличивается их угол наклона. Эти обстоятельства приводят к тому, что изэнтропический перепад тепла между одними и теми же изобарами зависит от энтропии — с ростом энтропии он несколько увеличивается, т. е. говоря иначе, в правой части диаграммы он будет больше, чем в левой.

Процесс расширения пара в турбине происходит с потерями, т. е. сопровождается возрастанием энтропии (рис. 6-1). Поэтому располагаемые перепады тепла ступеней, исчисленные по основной изэнтропе, будут меньше действительных, т. е. $h_{oi}^{II} < h_{oi}^{II'}$, $h_{oi}^{III} < h_{oi}^{III'}$ и т. д. Но отсюда следует, что располагаемый перепад тепла турбины по основной изэнтропе будет меньше суммы действительных располагаемых перепадов тепла z ее ступеней, т. е.

$$H'_0 = h_0^I + h_{oi}^{II} + h_{oi}^{III} + \dots + h_{oi}^z < h_0^I + h_{oi}^{II'} + h_{oi}^{III'} + \dots + h_{oi}^z.$$

или

$$H'_0 < \sum_1^z h_{oi}. \quad (6-4)$$

Неравенство (6-4) отражает тот термодинамический факт, что часть тепловых потерь предыдущих ступеней, повышая температуру пара, возвращается в тепловой процесс и используется в последующих ступенях.

Связь между H'_0 и $\sum_1^z h_{oi}$ представляют, обычно в таком виде:

$$\sum_1^z h_{oi} = (1 + \alpha) H'_0. \quad (6-5)$$

где $\alpha < 1$ называется коэффициентом возврата тепла.

Из уравнения (6-5) имеем:

$$1 + \alpha = \frac{\sum_1^z h_{oi}}{H'_0}$$

и

$$\alpha = \frac{\sum_1^z h_{oi} - H'_0}{H'_0} = \frac{h_{oi}}{H'_0}, \quad (6-6)$$

где h_{oi} — суммарное количество добавочного тепла в результате частичного использования потерь.

Из предыдущих рассуждений, однако, было бы неправильно сделать вывод, что тепловые потери в турбине являются положительным фактором, так как возвращается для полезного использования в турбине лишь их небольшая часть. В то же время увеличение тепловых потерь в ступенях турбины ведет к существенному снижению к. п. д. В действительности же положительным фактором служит увеличение числа ступеней в турбине, что и обуславливает явление возврата тепла. Коэффициент возврата тепла возрастает с увеличением числа ступеней турбины и ухудшением ее к. п. д.

При расчете турбин обычно принимают $\alpha = 0,02 \div 0,06$.

Для многоступенчатой турбины имеем:

$$H_i = h_i^I + h_i^{II} + h_i^{III} + \dots + h_i^z$$

или

$$H'_0 \eta_{oi} = h_0^I \eta'_{oi} + h_{oi}^{II'} \eta'_{oi} + h_{oi}^{III'} \eta'_{oi} + \dots + h_{oi}^z \eta'_{oi}.$$

Пологая к. п. д. отдельных ступеней одинаковыми и обозначая их через $\eta_{oi}^{ст}$, получаем:

$$H'_0 \eta_{oi} = \sum_1^z h_{oi} \eta_{oi}^{ст},$$

откуда найдем:

$$\eta_{oi} = (1 + \alpha) \eta_{oi}^{ст}.$$

Из последнего уравнения следует, что к. п. д. проточной части многоступенчатой турбины в целом выше среднего значения к. п. д. составляющих ее ступеней.

Характеристический коэффициент. В § 5-3 и 5-4 было показано, что к. п. д. турбинной ступени характеризуется отношением u/c_a . Это справедливо и для многоступенчатой турбины.

Перепад тепла в соплах одной ступени можно выразить уравнением

$$h_0 = \frac{c_a^2}{2} = \frac{u^2}{2x^2}, \quad (6-7)$$

где $x = u/c_a$, или

$$x^2 h_0 = \frac{u^2}{2}. \quad (6-8)$$

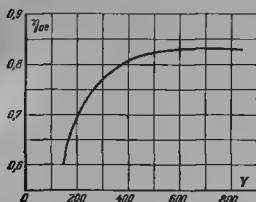


Рис. 6-2. Зависимость к. п. д. турбины от характеристического коэффициента.

Для многоступенчатой активной турбины, суммируя левые и правые части равенства (6-8), получаем:

$$\sum x^2 h_0 = \frac{\Sigma \alpha^2}{2}. \quad (6-9)$$

Если предположить, что отношение x одинаково для всех ступеней турбины, то его можно вывести за знак суммы. Тогда уравнение (6-9) примет вид:

$$2x^2 = \frac{\Sigma \alpha^2}{\Sigma h_0} = \frac{\Sigma \alpha^2}{(1 + \alpha) H'_0}. \quad (6-10)$$

или окончательно

$$Y = 2x^2 = \frac{\Sigma \alpha^2}{(1 + \alpha) H'_0} = \frac{\Sigma \alpha^2}{H'_{0a}}. \quad (6-11)$$

Коэффициент Y был предложен Парсонсом и называется характеристическим коэффициентом. Этот коэффициент (подобно отношению $x = u/c_a$ для ступени) характеризует экономичность турбины в целом.

Связь между характеристическим коэффициентом и относительным эффективным к. п. д. представлена на рис. 6-2. Из графика видно, что η_{0e} возрастает с увеличением Y . Значительное приращение к. п. д. происходит при увеличении Y до 500. При $Y > 500$ η_{0e} возрастает медленно. Максимум к. п. д. турбины имеет место при $Y = 700$.

При заданном располагаемом перепаде тепла на турбину характеристический коэффициент Y возрастает с увеличением $\Sigma \alpha^2$. Рост $\Sigma \alpha^2$ происходит при увеличении числа ступеней турбины, диаметров дисков или числа оборотов.

6-2. ТУРБИНЫ С ОТБОРОМ ПАРА ДЛЯ РЕГЕНЕРАЦИИ

При повышении экономичности турбинных установок применяют регенеративный подогрев питательной воды. Подогрев питательной воды осуществляется в регенеративных подогревателях за счет частичных отборов пара из

промежуточных ступеней турбины. Организация отборов пара на регенерацию оказывает влияние на конструкцию паровой турбины и размеры ее проточной части.

В современных паровых турбинах высокого давления предусматривается от 5 до 7 отборов пара на регенерацию. В турбинах сверхвысокого и сверхкритического давлений число таких отборов достигает 8—9. В турбинах среднего давления число отборов составляет 2—4.

Рассмотрим принципиальную схему турбиной установки с тремя отборами пара (рис. 6-3).

Пар в количестве $D_{0\alpha}^I$, $D_{0\alpha}^{II}$ и $D_{0\alpha}^{III}$ соответственно из первого, второго и третьего отборов отводится в подогреватели №1, 2 и 3. Вследствие этого расход пара по ступеням турбины будет различным: через ступени до первого отбора он будет равен D_0 , от первого до второго отбора $D_0 - D_{0\alpha}^I$, от второго до третьего $D_0 - D_{0\alpha}^I - D_{0\alpha}^{II}$ и после третьего отбора через последние ступени $D_0 - D_{0\alpha}^I - D_{0\alpha}^{II} - D_{0\alpha}^{III}$.

Так как расход пара через ступени турбины с отбором различен, то при тепловом расчете это надо учитывать.

Мощность турбины применительно к схеме установки, представленной на рис. 6-3, выражается формулой

$$N_g = \frac{[D_0 h_{0e}^I + (D_0 - D_{0\alpha}^I) h_{0e}^{II} + (D_0 - D_{0\alpha}^I - D_{0\alpha}^{II}) h_{0e}^{III}]}{3600}$$

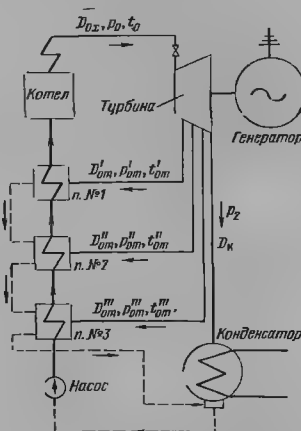


Рис. 6-3. Принципиальная тепловая схема паротурбинной установки с тремя отборами пара.

$$-D_{\sigma\tau}^{II} h_0^{III} \eta_{oi}^{III} + (D_0 - D_{\sigma\tau}^I - D_{\sigma\tau}^{II} - D_{\sigma\tau}^{III}) h_0^{IV} \eta_{oi}^{IV} | \eta_m \eta_r, \quad (6-12)$$

где $D_0, D_{\sigma\tau}^I, D_{\sigma\tau}^{II}, D_{\sigma\tau}^{III}$ — расходы пара, кг/ч;

$h_0^I, h_0^{II}, h_0^{III}$ и h_0^{IV} — располагаемые теплотеплоперепады по отсекам турбины, кДж/кг (рис. 6-4);

$\eta_{oi}^I, \eta_{oi}^{II}, \eta_{oi}^{III}$ и η_{oi}^{IV} — относительные внутренние к. п. д. по отсекам турбины.

Можно также написать:

$$N_3 = \frac{D_0 [h_0^I \eta_{oi}^I + (1 - \alpha_1) h_0^{II} \eta_{oi}^{II} + (1 - \alpha_1 - \alpha_2) h_0^{III} \eta_{oi}^{III} + (1 - \alpha_1 - \alpha_2 - \alpha_3) h_0^{IV} \eta_{oi}^{IV}] \eta_m \eta_r}{3600}, \quad (6-13)$$

$$\text{где } \alpha_1 = \frac{D_{\sigma\tau}^I}{D_0}; \alpha_2 = \frac{D_{\sigma\tau}^{II}}{D_0} \text{ и } \alpha_3 = \frac{D_{\sigma\tau}^{III}}{D_0}.$$

При расчете турбины значения $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3$ и давления в отборах $p_{\sigma\tau}^I, p_{\sigma\tau}^{II}, p_{\sigma\tau}^{III}$ берут из предварительного расчета схемы регенерации.

Значения $\eta_{oi}^I, \eta_{oi}^{II}, \eta_{oi}^{III}$ и η_{oi}^{IV} предварительно оценивают, а η_m и η_r принимают по графикам (рис. 4-8 и 5-3).

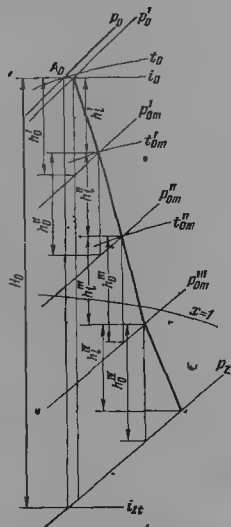


Рис. 6-4. Тепловой процесс паровой турбины с отборами пара в i - s -диаграмме.

В процессе теплового расчета турбины эти величины уточняют после окончательного распределения теплоперепадов между ступенями и определения тепловых потерь в них.

Расход свежего пара через турбину определяют из уравнения

$$D_0 = \frac{3600 N_3}{[h_0^I \eta_{oi}^I + (1 - \alpha_1) h_0^{II} \eta_{oi}^{II} + (1 - \alpha_1 - \alpha_2) h_0^{III} \eta_{oi}^{III} + (1 - \alpha_1 - \alpha_2 - \alpha_3) h_0^{IV} \eta_{oi}^{IV}] \eta_m \eta_r}. \quad (6-14)$$

6-3. ПОРЯДОК РАСЧЕТА МНОГОСТУПЕНЧАТОЙ ПАРОВОЙ ТУРБИНЫ

Расчет тепловой схемы паротурбинной установки

Для заданных параметров свежего и отработавшего пара предполагаемый тепловой процесс турбины наносят на i - s -диаграмму (рис. 6-5). Определяют $H_i = H_0 \eta_{oi}$, где η_{oi} принимают по оценке или из соотношения $\eta_{oi} = \eta_{oe}/\eta_m$, где η_{oe} и η_m берут по рис. 5-2 и 4-8.

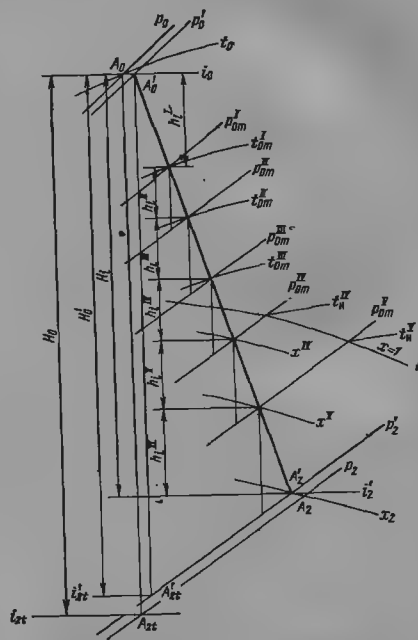


Рис. 6-5. Предполагаемый тепловой процесс турбины с пятью отборами пара на i - s -диаграмме.

По температуре питательной воды $t_{п.в.}$, которая известна из задания на проектирование турбины, числу отборов пара¹ и температуре конденсата находят давления пара в отборах. В целях упрощения методики расчета можно принимать, что питательная вода в каждом подогревателе нагревается на одно и то же число градусов. Тогда температуру подогрева воды в каждом подогревателе можно определить по уравнению

$$\Delta t_{п.} = \frac{t_{п.в.} - t_{к.}}{z},$$

где $t_{п.в.}$ — температура питательной воды;
 $t_{к.}$ — температура конденсата, которую можно принять на 1 или 2°C ниже температуры насыщения отработавшего пара;

z — число отборов пара из турбины.

Для тепловой схемы с пятью отборами пара на регенерацию температуры питательной воды за подогревателями низкого и высокого давлений будут соответственно равны:

за ПНД № 1

$$t_{п.в.}^I = t_{к.} + \Delta t_{п.};$$

за ПНД № 2

$$t_{п.в.}^{II} = t_{п.в.}^I + \Delta t_{п.};$$

за ПНД № 3

$$t_{п.в.}^{III} = t_{п.в.}^{II} + \Delta t_{п.};$$

за ПВД № 4

$$t_{п.в.}^{IV} = t_{п.в.}^{III} + \Delta t_{п.};$$

за ПВД № 5

$$t_{п.в.}^V = t_{п.в.}^{IV} + \Delta t_{п.}.$$

Температуры насыщения греющего пара в подогревателях подсчитываются по уравнениям:

в ПНД № 1

$$t_{п.}^I = t_{п.в.}^I + \delta t;$$

в ПНД № 2

$$t_{п.}^{II} = t_{п.в.}^{II} + \delta t;$$

в ПНД № 3

$$t_{п.}^{III} = t_{п.в.}^{III} + \delta t;$$

в ПВД № 4

$$t_{п.}^{IV} = t_{п.в.}^{IV} + \delta t;$$

в ПВД № 5

$$t_{п.}^V = t_{п.в.}^V + \delta t,$$

где δt — температурный напор, т. е. разность температур между температурой насыщения

¹ Число отборов на регенерацию обычно принимается в соответствии с требованиями к экономичности турбоустановки.

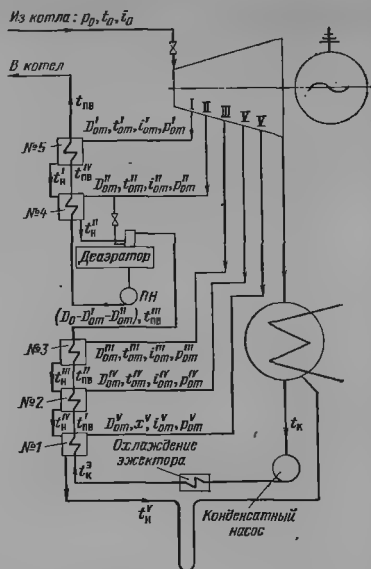


Рис. 6-6. Принципиальная тепловая схема паротурбинной установки К-50-90.

греющего пара в подогревателе и температурой питательной воды за подогревателем; принимается равной 5—7°C.

Давление пара в отборах $p_{от.}^I, p_{от.}^{II}, p_{от.}^{III}, p_{от.}^{IV}$ и $p_{от.}^V$ определяют по таблицам сухого насыщенного пара по температурам насыщения в подогревателях, см. рис. 6-5 и 6-6.

Принципиальная тепловая схема установки (рис. 6-6) позволяет составить уравнения теплового баланса для подогревателей и определить расходы пара из отборов турбины в долях от общего расхода D_0 .

Доли расхода пара из отборов находим по уравнениям:

из первого отбора

$$\alpha_1 = \frac{t_{п.в.} - t_{п.в.}^{IV}}{(t_{от.}^I - t_{п.в.}^I) \gamma_1}; \quad (6-15)$$

из второго отбора

$$\alpha_2 = \frac{\left(\frac{1}{\gamma_2} (t_{п.в.}^{IV} - t_{п.в.}^{III}) - \alpha_1 (t_{п.}^{IV} - t_{п.}^{III}) \right)}{\frac{1}{\gamma_2} (t_{от.}^{II} - t_{п.в.}^{II})}; \quad (6-16)$$

² Уравнения (6-15)—(6-19) приведены в окончательном виде без вывода.

(здесь определена общая доля пара из отбора, поступающего в ПВД № 4 и деаэратор);
из третьего отбора

$$\alpha_3 = \frac{(1 - \alpha_1 - \alpha_2) (\bar{t}_{п.н}^{III} - \bar{t}_{п.н}^{II})}{(\bar{t}_{от}^{III} - \bar{t}_{н}^{III}) \eta_3}; \quad (6-17)$$

из четвертого отбора

$$\alpha_4 = \frac{(1 - \alpha_1 - \alpha_2) (\bar{t}_{п.н}^{IV} - \bar{t}_{п.н}^{III}) - \alpha_3 (\bar{t}_{н}^{III} - \bar{t}_{н}^{IV}) \eta_2}{(\bar{t}_{от}^{IV} - \bar{t}_{н}^{IV}) \eta_4}; \quad (6-18)$$

из пятого отбора

$$\alpha_5 = \frac{(1 - \alpha_1 - \alpha_2) (\bar{t}_{п.н}^{V} - \bar{t}_{п.н}^{IV}) - (\alpha_3 + \alpha_4) (\bar{t}_{н}^{IV} - \bar{t}_{н}^{V}) \eta_1}{(\bar{t}_{от}^{V} - \bar{t}_{н}^{V}) \eta_5}; \quad (6-19)$$

где $\eta_1, \eta_2, \eta_3, \eta_4$ и η_5 — к. п. д. подогревателей, учитывающие потери тепла в окружающую среду.

Расход свежего пара через турбины определяется по уравнению

$$D_0 = \frac{3600 N_0}{[h_1^I + (1 - \alpha_1) h_1^{II} + (1 - \alpha_1 - \alpha_2) h_1^{III} + (1 - \alpha_1 - \alpha_2 - \alpha_3) h_1^{IV} + (1 - \alpha_1 - \alpha_2 - \alpha_3 - \alpha_4) h_1^V + (1 - \alpha_1 - \alpha_2 - \alpha_3 - \alpha_4 - \alpha_5) h_1^V] \eta_m}; \quad (6-20)$$

где $h_1^I, h_1^{II}, h_1^{III}, h_1^{IV}, h_1^V$ и h_1^V — полезно использованные теплоперепады в отсеках турбины (рис. 6-5).

Расходы пара из отборов:

$D_1^I = \alpha_1 D_0$ — из первого отбора;

$D_{от}^{II} = \alpha_2 D_0$ — из второго отбора;

$D_{от}^{III} = \alpha_3 D_0$ — из третьего отбора;

$D_{от}^{IV} = \alpha_4 D_0$ — из четвертого отбора;

$D_{от}^V = \alpha_5 D_0$ — из пятого отбора.

Расходы пара через отсеки турбины:
 D_0 — через ступени турбины до первого отбора;

$D_1 = D_0 - D_{от}^I$ — через ступени от первого до второго отбора;

$D_2 = D_0 - D_{от}^I - D_{от}^{II}$ — через ступени от второго до третьего отбора;

$D_3 = D_0 - D_{от}^I - D_{от}^{II} - D_{от}^{III}$ — через ступени от третьего до четвертого отбора;

$D_4 = D_0 - D_{от}^I - D_{от}^{II} - D_{от}^{III} - D_{от}^{IV}$ — через ступени от четвертого до пятого отбора;

$D_5 = D_0 - D_{от}^I - D_{от}^{II} - D_{от}^{III} - D_{от}^{IV} - D_{от}^V$ — через ступени за пятым отбором.

5*

Расчет проточной части турбины

Для распределения теплоперепадов по ступеням турбины и выполнения тепловых расчетов за основу берутся исходные данные:

N_0 — мощность на зажимах генератора;
 n — число оборотов турбины в минуту (для стационарных турбин средней и большой мощности, обычно $n = 3000$ об/мин);

p_0, t_0 — давление и температура свежего пара;

$p_2 = p_k$ — давление в конденсаторе (обычно $p_k = 0,035 \div 0,04$ бар, реже $0,045 - 0,05$ бар).

В современных мощных многоступенчатых турбинах с сопловым парораспределением в качестве регулирующей ступени применяется одновенечная или, значительно реже, двухвенечная ступень. У турбины с дроссельным парораспределением регулирующей ступени нет.

В конденсационных турбинах, работающих с глубоким вакуумом, при больших объемных расходах пара через последнюю ступень приходится применять предельно допустимые по условиям прочности размеры лопаток.

Поэтому при выполнении теплового расчета многоступенчатой паровой турбины прежде всего выполняется предварительный расчет первой (регулирующей), второй и последней ступеней. Только после соответствующего выбора основных размеров этих ступеней переходят к определению числа ступеней турбины и ее детальному тепловому расчету.

1. Предварительный расчет первой регулирующей ступени

Размеры первой ступени следует подбирать с таким расчетом, чтобы $l_1 > 10$ мм и $\epsilon > 0,2$. В современных турбинах большой мощности принимают l_1 не меньше 30—40 мм и ϵ не меньше 0,6.

Для оценки размеров регулирующей ступени прежде всего следует решить, будет ли она одновенечной или двухвенечной, и в зависимости от этого принять оптимальное значение $x = u/c_a$.

Далее можно, опираясь на сведения о турбинах, аналогичных рассчитываемой, или принять средний диаметр регулирующей ступени d и определить ее располагаемый теплоперепад h_0 по формуле

$$h_0 = \frac{1}{2} \left(\frac{u}{x} \right)^2, \quad (6-21)$$

где

$$u = \frac{\pi d n}{60} \quad (6-22)$$

— средняя окружная скорость, или задать значение располагаемого теплоперепада h_0 и найти среднюю окружную скорость u по уравнению

$$u = x \sqrt{2 h_0}, \quad (6-23)$$

и затем определить средний диаметр

$$d = \frac{60u}{\pi n} \quad (6-22a)$$

Задав реакцию ступени ρ и оценив скоростной коэффициент φ , найдем располагаемый теплоперепад сопл

$$h_{01} = (1-\rho)h_0; \quad (6-24)$$

скорость истечения пара

$$c_1 = \varphi \sqrt{2h_{01}}; \quad (6-25)$$

потери в соплах

$$h_c = (1-\varphi^2)h_{01} \quad (6-26)$$

и, наконец, по is -диаграмме — удельный объем пара за соплами v_1 .

Приняв угол α_1 , по уравнению неразрывности определяем:

$$\epsilon l_1 = \frac{G_0 v_1}{\pi d \sin \alpha_1}, \quad (6-27)$$

где G_0 — расход пара через регулируемую ступень турбины.

При $\epsilon l_1 < 2$ мм удовлетворительно спроектировать регулируемую ступень невозможно, и следует, приняв меньшее значение d или h_0 , проделать предыдущий расчет повторно.

У турбин весьма малой мощности $\epsilon l_1 \rightarrow 2 \div 4$, при средней мощности $\epsilon l_1 = 5 \div 10$, современные крупные турбины имеют $\epsilon l_1 > 12 \div 15$.

После окончательного выбора величин x , d , h_0 , ρ , φ , α_1 , ϵ , l_1 следует выполнить весь расчет регулирующей ступени, определить потери и найти состояние пара в камере перед второй ступенью.

2. Предварительный расчет второй ступени

В турбинах с большим расходом пара парциальный подвод осуществляется только в регулирующей ступени. В турбинах небольшой мощности с малыми расходами пара парциальный подвод применяется иногда и в нескольких первых ступенях давления. Однако с целью повышения к. п. д. и в турбинах небольшой мощности следует стремиться осуществлять полный подвод пара, уменьшая диаметры ступеней или увеличивая число оборотов турбины.

Методика оценки размеров второй ступени точно такая же, как и регулирующей.

Высота сопл l_1 должна быть не меньше 10—15 мм. Поэтому, чтобы спроектировать вторую ступень с полным подводом пара (парциальность $\epsilon = 1$), необходимо в результате расчета по формуле (6-27) получить $\epsilon l_1 > 10$. В противном случае в первой группе ступеней давления придется вводить парциальность.

3. Предварительный расчет последней ступени конденсационной турбины

Применяя для выходного сечения каналов рабочих лопаток последней ступени уравнение неразрывности, можно написать:

$$f_2 \omega_2 = G_0 v_2 = \pi d l_2 \omega_2 \sin \beta_2 \quad (6-28)$$

где v_2 — удельный объем пара на выходе из рабочих лопаток.

Так как $\omega_2 \sin \beta_2 = c_2 \sin \alpha_2$, то

$$G_0 v_2 = \pi d l_2 c_2 \sin \alpha_2 \quad (6-29)$$

Обозначив отношение $d/l_2 = \phi$, уравнение (6-29) можно записать так:

$$G_0 v_2 = \frac{\pi d^2}{\phi} c_2 \sin \alpha_2 \quad (6-30)$$

Решая это уравнение относительно диаметра d , получаем:

$$d = \sqrt{\frac{G_0 v_2 \phi}{\pi c_2 \sin \alpha_2}} \quad (6-31)$$

Потерю энергии с выходной скоростью c_2 можно выразить так:

$$\frac{\epsilon_2^2}{2} = h_n = \zeta_n H_0, \quad (6-32)$$

где ζ_n — коэффициент потерн тепла с выходной скоростью в последней ступени.

Из уравнения (6-32) получаем:

$$c_2 = \sqrt{2 \zeta_n H_0}. \quad (6-33)$$

Скорость пара c_2 на выходе из рабочих лопаток последней ступени полностью теряется. Чем больше скорость c_2 , тем больше потеря энергии с выходной скоростью и тем ниже к. п. д.

В конденсационных турбинах потеря энергии с выходной скоростью в последней ступени достигает $\zeta_n = 1 \div 3\%$ располагаемого теплоперепада турбины H_0 . Величина ζ_n при предварительном расчете последней ступени принимается по оценке.

Подставив в уравнение (6-31) вместо c_2 ее значение из уравнения (6-33), получим:

$$d = \sqrt{\frac{G_0 v_2 \phi}{\pi \sqrt{2 \zeta_n H_0} \sin \alpha_2}} \quad (6-34)$$

Для конденсационных турбин малой и средней мощности отношение $d/l_2 = \phi$ стремятся принимать не менее 5—6. В современных турбинах большой мощности значение ϕ по необходимости снижают до 2,8—3 и даже менее.

При отношении $\phi < 8 \div 10$ окружные скорости по вершинам и в корневых сечениях лопаток значительно отличаются от расчетной ок-

ружной скорости на среднем диаметре ступени. Поэтому длинные лопатки во избежание ударного входа пара в рабочие каналы изгибают с переменным углом входа β_i , т. е. закручивают, что хотя усложняет и повышает стоимость их изготовления, но зато позволяет значительно поднять к. п. д.

Удельный объем пара на выходе из каналов рабочих лопаток находят на основании предварительной оценки к. п. д. турбины по i -с-диаграмме.

Желательно, чтобы выходной угол абсолютной скорости c_2 последней ступени турбины $\alpha_2 = 90^\circ$, так как в этом случае получаются минимальные потери с выходной скоростью. Следовательно, для предварительного определения d в уравнении (6-34) можно принять $\sin \alpha_2 = 1$.

Определив d , найдем $u = \pi d n / 60$. Если значение u слишком велико, т. е. превосходит допустимую величину, то следует уменьшить ϕ или увеличить ζ_b .

В настоящее время многие турбостроительные заводы допускают окружные скорости на среднем диаметре 380 м/сек. В новейших турбинах ЛМЗ большой мощности окружная скорость на среднем диаметре последней ступени составляет 389 м/сек. В турбинах на сверхвысокие и сверхкритические параметры пара окружная скорость составляет 360—390 м/сек.

Если и окажется чрезмерной при крайних допустимых значениях ϕ и ζ_b , то для заданного пропуска пара через последнюю ступень невозможно построить турбину с однопоточным выпуском. В таких случаях прибегают к дублированному потоку пара в последних ступенях турбины.

Тепловой перепад, срабатываемый в последней ступени, определяем по уравнению

$$h_{ox} = \frac{u^2}{2x^2}, \quad (6-35)$$

где $u = \frac{\pi d n}{60}$, а отношение скоростей x можно принимать в пределах от 0,6 до 0,65 (большие значения относятся к ступеням с $\rho \approx 50\%$).

Для расчета последней ступени турбины с противодавлением следует пользоваться методикой оценки размеров регулирующей ступени, полагая $\varepsilon = 1$.

4. Распределение тепловпадений и окончательный расчет ступеней

Определив конструктивные размеры двух первых и последней ступеней, окончательно производят детальный тепловой расчет регулирующей ступени. На i -с-диаграмме (рис. 6-7) откладывают все тепловые потери в ступени и находят состояние пара перед соплами второй ступени (точка a_1).

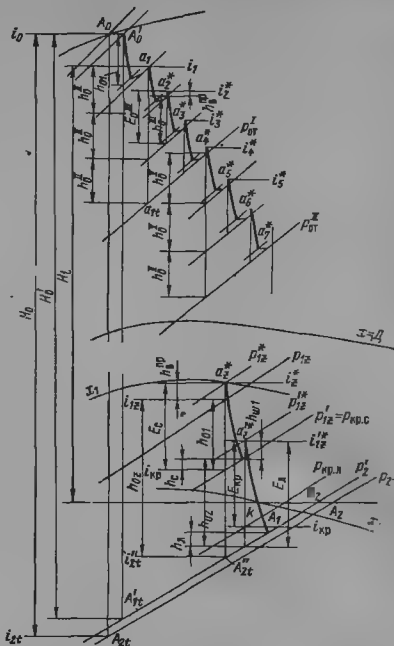


Рис. 6-7. Тепловой процесс турбины на i -с-диаграмме

От точки a_1 до давления в первом отборе p_{ox}^I проводят изэнтропу (точка a_{11}). Отрезок $a_1 a_{11}$ представляет собой располагаемый тепловой перепад от камеры регулирующей ступени до первого отбора. Этот отрезок, равный h_{ox}^I , нужно разделить на теплоперепад h_{ox}^{II} , срабатываемый на второй ступени. Если в результате деления h_{ox}^I / h_{ox}^{II} получится целое число, то можно считать, что это число соответствует числу ступеней турбины от камеры регулирующей ступени до первого отбора. Если же в результате этого деления окажется не целое число, то нужно будет изменить диаметр средней окружности второй ступени и снова определить h_{ox}^{II} . Если это приближение окажется недостаточным, то следует произвести расчет во втором или даже в третьем приближении. Приняв по основной изэнтропе $a_1 a_{11}$ теплоперепады на ступенях до первого отбора одинаковыми и равными h_{ox}^{II} и отложив n , найдем давления перед соплами третьей p_3^{III} и четвер-

той p_1^{IV} ступеней. Эти давления кладутся в основу тепловых расчетов ступеней отсека.

Предлагаемое распределение теплопадений на ступени соответствует постоянству их среднего диаметра.

Поскольку в первых ступенях турбин удельные объемы пара растут незначительно, то рекомендуется принимать для группы ступеней одинаковыми углы наклона сопл α_1 и рабочих лопаток β_2 . Для сохранения плавной проточной части турбины рекомендуется в этих ступенях увеличивать средние диаметры от ступени к ступени на 2—4 мм.

В результате окончательного детального теплового расчета 2-й ступени, определения ее размеров и построения теплового процесса на i -с-диаграмме определяется состояние пара перед соплами 3-й ступени (точка a^*).

Так как, начиная с третьей, при расширении пара в ступени используется энергия выходной скорости предыдущей ступени, то для обеспечения оптимального u/c_a во всех ступенях отсека следует так перераспределить теплотеряда между входящими в отсек ступенями, чтобы $h_0^{II} - h_0^{III} + (1 + 1,5 \text{ кДж/кг})$.

Имея в виду, что зависимость $\eta_{тс}$ вблизи оптимального протекает плавной, а диаметры первых ступеней возрастают незначительно, тепловые перепады ступеней в головной части турбины можно принимать одинаковыми.

В области низких давлений пара, где удельные объемы v резко возрастают, должны увеличиваться диаметры и теплотеряда от ступени к ступени. Для обеспечения плавной проточной части турбины в последних ступенях конденсационных турбин нужно увеличивать выходные углы сопл α_1 и рабочих лопаток β_2 , а также принимать более высокую реактивность, достигающую в последней ступени 50% и более.

При последовательном выполнении тепловых расчетов ступеней турбины начальное теплосодержание перед соплами последующей ступени определяется по результатам детального расчета предыдущей ступени с учетом всех ее потерь.

Энтальпия пара перед соплами первой ступени определяется точкой A_1^0 и равна i_0 . Энтальпия перед соплами второй ступени (точка a_1) будет равна:

$$i_0^I = i_0 - h_{01}^I + h_c^I - h_{02}^I + h_x^I + h_{x,n}^I + h_{x,z}^I, \quad (6-36)$$

где h_{01}^I — тепловой перепад в соплах первой ступени;

h_c^I — тепловая потеря в соплах;

h_{02}^I — тепловой перепад на рабочих лопатках;

$h_{x,n}^I$ — тепловая потеря на рабочих лопатках;

$h_{x,z}^I$ — тепловая потеря с выходной скоростью;

тью;

$h_{т,n}$ — тепловая потеря на трение и вентиляцию.

Энтальпия перед соплами третьей ступени (точка a^*) равна:

$$i_0^{II} = i_0^I - h_{01}^{II} + h_c^{II} - h_{02}^{II} + h_x^{II} + h_{x,n}^{II} + h_{x,z}^{II}, \quad (6-37)$$

где $h_{т,n}$ — потеря от утечек пара через лабиринтные уплотнения диафрагмы.

Остальные обозначения те же, что и в уравнении (6-36).

Так как энергия выходной скорости второй ступени $c_2^2/2$ используется в третьей ступени, то она должна учитываться при расчете скорости истечения пара из сопл третьей ступени.

Приводя последовательно тепловые расчеты ступеней турбины и определяя энтальпии перед соплами каждой последующей ступени, используя уравнения (6-36) или (6-37), находим точку a^* , определяющую состояние пара перед соплами последней ступени.

В последних ступенях конденсационных турбин большой мощности в соплах и на рабочих лопатках возникают критические и сверхкритические скорости пара.

Применительно к рассматриваемому тепловому процессу в последней ступени (рис. 6-7) имеем критическую скорость пара в соплах ($c_1 = c_{кр}$), а на рабочих лопатках скорость ($w_2 > w_{2кр}$).

Ниже рассматривается последовательность теплового расчета этой ступени при $v_{кр} = p_{1z}^I / p^*_{1z} = 0,577$ (ступень работает в области влажного пара).

Для выполнения теплового расчета последней ступени имеем следующие известные параметры:

p_{0z} — давление пара перед соплами;

i_{0z} — энтальпия пара перед соплами;

p_2 — давление пара за рабочими лопатками;

h_{0z} — располагаемый тепловой перепад ступени;

d_z — диаметр средней окружности рабочих лопаток (из предварительного расчета последней ступени).

Примем для расчета, как это имеет место для турбин большой мощности, что расширение пара в соплах происходит до критического давления $p_{кр,с}$. Величина этого давления определяется из условия

$$p_{кр,с} = p_{1z}^I = v_{кр} p^*_{1z},$$

где p^*_{1z} — давление торможения перед соплами последней ступени.

Задаем степень реакции ступени p и нахо-
дим располагаемый теплоперепад сопл:

$$h_{01} = (1-p)h_{02}$$

Скорость пара на выходе из сопл

$$c_1 = c_{кр} = \varphi \sqrt{2h_{01} + c_0^2},$$

где $\varphi = 0.98$ принимаем по оценке.

Теоретическая скорость пара за соплами
 $c_{1t} = c_1/\varphi$.

Угол наклона сопл для последней ступени
можно принимать $\alpha_1 = 22 \div 26^\circ$.

Окружную скорость по среднему диаметру
подсчитаем по уравнению

$$u_{xc} = \frac{\pi (d_s + 0.01) n}{60},$$

где диаметр средней окружности для сопл
принимается на 10 мм меньше среднего диамет-
ра d_s , полученного для рабочих лопаток со
стороны выхода пара.

Из построения треугольника скоростей или
аналитически находим w_1 и β_1 .

Определяем тепловую потерю в соплах h_c .

Относительная теоретическая скорость пара
на выходе из рабочих лопаток

$$w_{2t} = \sqrt{2h_{02} + w_2^2}.$$

Относительная действительная скорость
 $w_2 = \psi w_{2t}$, где ψ — скоростью коэффициент;
при степени реакции $p = 0.4 \div 0.6$ его можно
принимать $\psi = 0.95 \div 0.97$.

Выходной угол рабочих лопаток β_2 на
средней окружности целесообразно принимать,
исходя из условия минимальной величины тепло-
вой потери с выходной скоростью, которая
будет при $\alpha_2 = 90^\circ$, к чему обычно стремятся
конструкторы турбин, чтобы обеспечить высо-
кий к. п. д.

Таким образом, для дальнейшего расчета
ступени имеем

$$w_2, u_2 = \frac{\pi d_s n}{60}, \alpha = 90^\circ \text{ и } w_2 > w_{кр}.$$

Угол выхода потока с рабочими лопаток
с учетом расширения пара в косом срезе будет
 $\beta'_2 = \beta_2 + \omega$, где β_2 — выходной угол рабочей
лопатки; ω — угол отклонения потока в косом
срезе лопаток. Определим угол β'_2 следующим
способом. Из полюса o проводим луч oz под
прямым углом к направлению окружной скоро-
сти ou (рис. 6-8) и из точки o радиусом w_2
(w_2 берем в соответствующем масштабе) опи-
сываем дугу. Перемещая вектор окружной
скорости u параллельно линии ou , скользя од-
ним концом по линии oz , в момент соприкосно-
новения вершины вектора с дугой радиуса w_2
получаем искомую точку a и направление уг-
ла β'_2 .

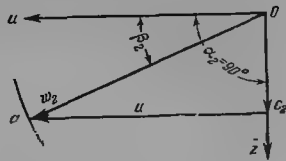


Рис. 6-8. Вспомогательный треугольник скоростей для
определения угла β_2 .

Угол β'_2 можно определить из условия

$$\sin \beta'_2 = \sin (\beta_2 + \omega) = \frac{w_{кр}}{w_2} \frac{u_2}{u_{кр}} \sin \beta_2. \quad (6-38)$$

Это уравнение составлено по аналогии
с уравнением (3-10) для определения отклоне-
ния потока пара в косом срезе сопл.

Для определения β_2 требуется дополни-
тельно найти удельный объем — $v_{кр}$ (точка k)
и v_2 (точка A_1), определяющие состояние пара
в горле и выходном сечении рабочих лопаток
(см. рис. 6-7). Чтобы найти v_2 требуется под-
считать тепловые потери на рабочих лопатках

$$h_s = \frac{w_{2t}^2 - w_2^2}{2}$$

и отложить их на is -диаграмме.

Уравнение (6-38) удобнее представить так:

$$\sin \beta_2 = \frac{w_2}{w_{кр}} \frac{u_2}{u_{кр}} \sin \beta'_2. \quad (6-39)$$

Подставляя в это уравнение значения вхо-
дящих в него величин, найдем $\sin \beta_2$, затем β_2
и $\omega = \beta'_2 - \beta_2$.

Расчет последней ступени завершается оп-
ределением размеров сопл и рабочих лопаток
(гл. 3) и тепловых потерь, в том числе потерь
от влажности (гл. 4). Необходимо также най-
ти теплосодержание i_2 (точка A_2) за рабочими
лопатками.

5. Определение коэффициента по-
лезного действия и мощности тур-
бины

$$\text{Внутренний к. п. д. турбины } \eta_{oi} = \frac{H_i}{H_0}.$$

Поскольку η_{oi} может отличаться от пред-
варительно принятого значения внутреннего
к. п. д. η_{0i} , необходимого для построения теп-
лового процесса, нужно определить дейст-
вительную электрическую мощность на зажимах
генератора $N_{гр}$ и внести некоторые уточнения
в расчет регенеративной системы.

Уравнение мощности $N_{\text{вр}}$ при любом числе отборов имеет вид:

$$N_{\text{вр}} = \sum_{i=1}^z G_i h_i \eta_{\text{м}} \eta_{\text{г}} \quad (6-40)$$

где z — число отсеков турбины, в пределах которых $G_i = \text{const}$;

G_i — расход пара через отсеки турбины;

h_i — полезно использованные тепловые перепады по отсекам турбины;

$\eta_{\text{м}}, \eta_{\text{г}}$ — к. п. д. механический и генератора.

Мощность $N_{\text{вр}}$ является расчетной мощностью.

Рекомендуемое распределение теплоперепадов по ступеням в отсеках турбины, расположенных между отборами пара на регенерацию, нельзя рассматривать как строго обязательное. Окончательное формирование проточной части нужно подчинить требованию высокой экономичности турбины, т. е. конструированию ступеней с высокими к. п. д. Это условие, как известно, может быть выполнено при оптимальных отношениях u/c_a для каждой ступени применением высокоэкономичных профилей сопловых и рабочих лопаток, организацией плавной проточной части, правильной организацией осевых и радиальных уплотнений, выбором правильных переключений для рабочих лопаток и т. д.

В пределах цилиндра и особенно для отсека ступеней между отборами нельзя допускать осевых «разрывов» между ступенями, скачкообразного изменения по диаметрам и высотам лопаток. Увеличение средних диаметров для последующих ступеней необходимо согласовать с приращением высот сопловых и рабочих лопаток.

Роторы, особенно цельнокованные, в целях унификации типоразмеров рекомендуется применять с одинаковыми посадочными размерами пазов для закрепления рабочих лопаток, что упрощает технологию изготовления и стоимость оборудования.

Таким образом, если в процессе распределения теплоперепадов между ступенями не удастся обеспечить оптимальные отношения u/c_a и плавную проточную часть, то приходится изменять давления в отборах, чтобы в первую очередь удовлетворить требованиям экономичности турбины. В связи с этим после выполнения теплового расчета турбины необходимо внести уточнения в расчет ее тепловой схемы.

6-4. ПРЕДЕЛЬНАЯ И ЕДИНИЧНАЯ МОЩНОСТЬ ПАРОВОЙ ТУРБИНЫ

Предельной мощностью турбины можно называть ту наибольшую мощность, на которую она может быть сконструирована и построена

по условиям надежности при заданных параметрах пара и числе оборотов.

Уравнение мощности конденсационной турбины без отборов пара имеет вид:

$$N_0 = G_0 H_0 \eta_{\text{г}0} \eta_{\text{м}} \quad (6-41)$$

Из этого уравнения следует, что мощность турбины зависит главным образом от расхода пара, так как H_0 определяется начальными и конечными параметрами пара, а $\eta_{\text{г}0}, \eta_{\text{м}}$ и $\eta_{\text{г}}$ изменяются в сравнительно небольших пределах.

Для турбины конденсационного типа величина расхода пара лимитируется размерами рабочих лопаток последней ступени, так как по условиям прочности увеличение их длины допустимо только до известного предела. Это обстоятельство ограничивает выходную площадь последней ступени и лимитирует расход пара, а следовательно, и мощность однопоточной турбины. Таким образом, предельная мощность однопоточной турбины зависит от пропускной способности лопаточного венца последней ступени.

Из уравнения неразрывности для рабочих лопаток последней ступени имеем:

$$G_0 v_2 = f_2 \omega_2 = \pi d_2 l_2 \omega_2 \sin \beta_2 \quad (6-42)$$

Решая уравнение (6-42) относительно G_0 , получаем:

$$G_0 = \frac{\pi d_2 l_2 v_2 \sin \beta_2}{v_2} = \frac{\pi d_2^2 c_2 \sin \alpha_2}{v_2 \frac{d_2}{l_2}} \quad (6-43)$$

При $\alpha_2 = 90^\circ$, $d_2 = \frac{60u}{\pi n}$ и $\frac{d_2}{l_2} = \vartheta$ уравнение (6-43) примет вид:

$$G_0 = \frac{3600 u^2 c_2}{\pi \vartheta l^2 v_2} \quad (6-44)$$

Скорость пара c_2

$$c_2 = \sqrt{2h_2} = \sqrt{2c_p H_0} \quad (6-45)$$

и тогда уравнение (6-44) примет вид:

$$G_0 = \frac{3600 u^2 \sqrt{2c_p H_0}}{\pi \vartheta l^2 v_2} \quad (6-46)$$

Подставляя в уравнение (6-41) значение G_0 из последнего уравнения, получаем:

$$N_{0, \text{вр}} = \frac{3600 u^2 \sqrt{2c_p H_0} H_0 \eta_{\text{г}0} \eta_{\text{м}} \eta_{\text{г}}}{\pi \vartheta l^2 v_2} \quad (6-47)$$

Уравнение (6-47) выражает предельную мощность конденсационной турбины однопо-

точного типа без отбора пара, если в нее подставить предельно допустимые значения u , ϕ и ζ_n .

Предельные значения для современных турбин: $u=380-400$ м/сек; $\phi=2,6-2,4$; $\zeta_n=0,025-0,03$.

Для стационарных турбин большой мощности n принимают равным 3000 об/мин; v_2 зависит от вакуума в конденсаторе, причем с углублением вакуума v_2 растет, а $N_{\text{втр}}$ соответственно понижается.

Применяя раздвоение потока пара в последних ступенях, единичную мощность одновальной турбины при прочих равных условиях можно повысить в 2 раза, а разделяя выпуск пара на три и т. д. потока, можно поднять мощность одновальной турбины соответственно в 3 раза и более.

ЛМЗ построил паровую турбину одновального типа мощностью 800 Мвт из 3000 об/мин с параметрами свежего пара 235 бар, 560 °С, с промежуточным перегревом до 565 °С, имеющую три двухпоточных ЦНД.

Пример 6-1. Найти предельную мощность однопоточной турбины конденсационного типа без отборов пара на регенерацию по следующим данным:
 $p_0=90$ бар; $t_0=535$ °С; $p_n=0,04$ бар; $n=3000$ об/мин.
 Принимаем: $u=320$ м/сек; $\zeta_n=2,5\%$; $\phi=2,8$; $\eta_0=0,82$, $\eta_m=0,99$; $\eta_r=0,98$. По h_s -диаграмме находим: $H_0=1429$ кДж/кг и $u_n=31,0$ м/сек.

Предельная мощность турбины по уравнению (6-47)

$$N_{\text{втр}} = \frac{3600 \cdot 320^3 \sqrt{2 \cdot 0,025 \cdot 1429 \cdot 10^3 \cdot 1429 \cdot 0,82 \cdot 0,99 \cdot 0,98}}{\pi \cdot 2,8 \cdot 3000^2 \cdot 31,0} \approx 45000 \text{ кВт}$$

В СССР построены однопоточные турбины мощностью 50 Мвт при $n=3000$ об/мин. Это достигнуто за счет применения пара высоких параметров $p_0=90$ бар и $t_0=535$ °С, отборов пара из промежуточных ступеней для подогрева питательной воды, окружной скорости на среднем диаметре последней ступени $u=314$ м/сек (при диаметре ступени $d_2=2$ м) и за счет небольшого увеличения выходных потерь.

На рис. 6-9 показаны принципиальные схемы канализации пара в последних ступенях конденсационных турбин, применяемые для повышения единичной мощности. Из рисунков следует, что повышение мощности турбины можно осуществить различными способами.

В случае применения двухъярусной ступени через верхний ярус проходит обычно 30—40% всего пара, поступающего в конденсатор. Таким образом, на лопатках верхнего яруса имеет место перепад от давления перед ступенью до давления в конденсаторе. Через нижний

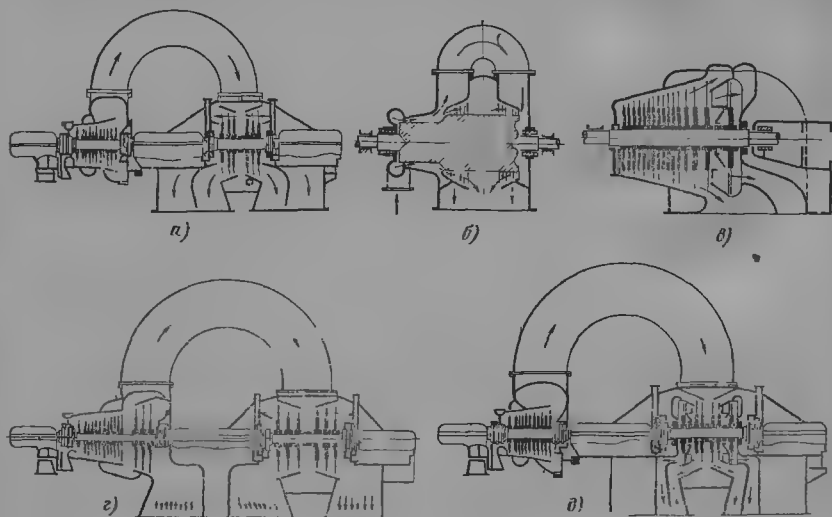


Рис. 6-9 Способы канализации пара в последних ступенях конденсационных турбин большой мощности
 а, б — двухпоточные в, д — одно- и двухпоточная с паром из других ступеней, е — трехпоточная

ярус ступени проходит оставшаяся часть пара. На лопатках нижнего яруса происходит лишь частичное расширение, так как оставшаяся часть теплоперепада срабатывается в последней ступени турбины.

Различные теплоперепады в соплах и на рабочих лопатках ступени обуславливаются тем, что профили лопаток верхнего и нижнего ярусов различны.

Современные конденсационные турбины большой мощности строят, как правило, с частичными отборами пара из промежуточных ступеней для подогрева питательной воды, причем общее количество отбираемого пара достигает 30—35% всего подводимого к турбине свежего пара. Поэтому с применением отборов пара из турбины ее предельная мощность возрастает.

4-5. ОСЕВЫЕ УСИЛИЯ В ПАРОВОЙ ТУРБИНЕ

Осевое усилие в реактивной турбине складывается из следующих составляющих: осевое усилие на уступы ротора R_y ; осевое усилие на рабочие лопатки $R_{р.л.}$; осевое усилие на конусную часть барабана ротора $R_{к.л.}$; осевое усилие от разности количества движения $R_{к.д.}$.

Рассмотрим схемы действий осевых усилий на роторы различной конструкции.

При ступенчатой конструкции ротора (рис. 6-10, а) осевое усилие, действующее на его уступы, определяется по уравнению

$$R_y = \frac{\pi}{4} [(d_2^2 - d_1^2) p_1 + (d_3^2 - d_2^2) p_2 + (d_4^2 - d_3^2) p_3 - (d_4^2 - d_5^2) p_a \pm (d_5^2 - d_1^2) p_a], \quad \text{н}, \quad (6-48)$$

где p_1, p_2, p_3 и p_a — давления пара на уступы ротора; p_a — атмосферное давление.

Осевое усилие на рабочие лопатки всех сту-

пеней турбины от разности давлений находим по уравнению

$$R_{р.л.} = \frac{\pi}{4} \sum_1^2 (d_{нi}^2 - d_{кi}^2) (p_{1i} - p_{2i}), \quad \text{н}, \quad (6-49)$$

где $d_{нi}$ и $d_{кi}$ — диаметры по вершинам рабочих лопаток и у их корня;

p_{1i} и p_{2i} — давления пара перед и за рабочими лопатками.

Осевое усилие на ротор турбины от разности количеств движения пара подсчитываем по уравнению

$$R_{к.д.} = \sum_1^2 G (c_{1ai} - c_{2ai}), \quad (6-50)$$

где G — расход пара через ступени; c_{1ai} и c_{2ai} — проекции абсолютных скоростей пара на ось турбины.

Общее осевое усилие на ротор турбины составляет алгебраическую сумму

$$R_0 = R_y + R_{р.л.} + R_{к.д.} \quad (6-51)$$

При подсчете осевого усилия на ротор турбины необходимо различать знаки направления действия силы: направление по ходу пара принимается за положительное, а противоположное ему — за отрицательное.

Упорный подшипник воспринимает осевое усилие и фиксирует ротор турбины в осевом направлении.

Осевое равновесие ротора определяется уравнением

$$R_0 = F_{уп} q = R_y + R_{р.л.} + R_{к.д.} \quad (6-52)$$

где $F_{уп}$ — рабочая поверхность упорного подшипника, см^2 ;

q — давление на рабочем колдодке подшипника, н/см^2 .

Величина q принимается: в подшипниках сегментного типа до 150—200 н/см^2 , а в гребенчатых подшипниках — не выше 50—80 н/см^2 .

У турбин без разгрузочного поршня все величины в уравнении (6-52) известны, кроме F_y

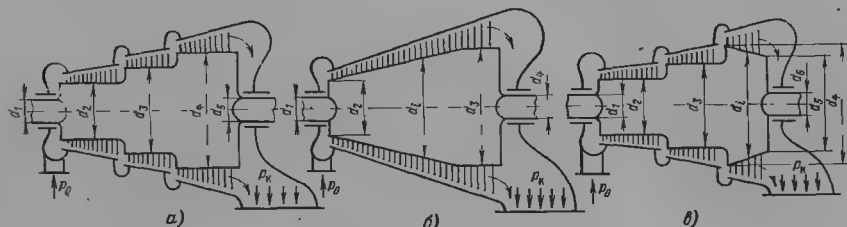


Рис 6-10. Схемы распределения осевых усилий в проточной части турбины.

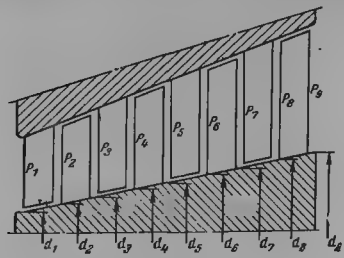


Рис. 6-11. Схема конусной части ротора реактивной турбины.

и q . В этом случае в зависимости от конструкции упорного подшипника достаточно принять q и определить $F_{уп}$.

При конической конструкции ротора (рис. 6-10,б) осевое усилие, приходящееся на конусную часть барабана (рис. 6-11), составит величину

$$R_{к.к} = \frac{\pi}{4} \sum [(d_2^2 - d_1^2) (p_1 - p_2) + (d_3^2 - d_2^2) (p_2 - p_3) + \dots + (d_8^2 - d_7^2) (p_7 - p_8)]. \quad (6-53)$$

Осевое усилие на уступы ротора будет равно:

$$R_y = \frac{\pi}{4} [(d_2^2 - d_1^2) p_1 - (d_3^2 - d_2^2) p_2 \pm \dots \pm (d_4^2 - d_1^2) p_n]. \quad (6-53a)$$

Подсчет осевого усилия на рабочие лопатки и от разности количества движения производится по уравнениям (6-49) и (6-50).

Общее осевое усилие на ротор составит величину

$$R'_0 = F'_{уп} q' = R_y + R_{п.л} + R_{к.л} + R_{к.б} \quad (6-53б)$$

Из этого уравнения принимается значение q' и определяется величина $F'_{уп}$.

В случае комбинированной конструкции ротора (рис. 6-10,в) осевое усилие на конусную часть барабана будет иметь отрицательный знак.

У турбины с разгрузочным поршнем (см. рис. 1-2) осевые усилия зависят от диаметра разгрузочного поршня $d_{п.}$. Принимая $d_{п.}$ производят расчет разгрузки упорного подшипника и соответственно подбирают приемлемые значения $F_{уп}$ и q .

Осевое усилие в активной турбине можно определить по уравнению

$$R''_0 = R'_y + R_{п.л} + R'_{п.л} + R_{к.л} \quad (6-54)$$

где R'_y — осевое усилие на уступы ротора между ступицами двух соседних дисков, имеющих разные диаметры;

$R_{п.л}$ — осевое усилие на кольцевые поверхности дисков всех ступеней от перепадов давлений за счет реакции;

$R'_{п.л}$ — осевое усилие на рабочие лопатки;

$R_{к.л}$ — осевое усилие от разности количеств движения, подсчитывается по уравнению (6-50).

Осевое усилие на диск при отсутствии и наличии разгрузочных отверстий можно определить по формуле

$$R_{д.л} = R_{п.л} + R_{п.л} = \frac{\pi}{4} \sum (d_s^2 - d_{от}^2) (p_{1i} - p_{2i}) \alpha, \quad (6-54a)$$

где d_n — диаметры по вершинам рабочих лопаток;

$d_{от}$ — диаметры ступиц дисков;

p_{1i} , p_{2i} — расчетные давления пара перед диском и за ним;

α — коэффициент, который при отсутствии разгрузочных отверстий в дисках больше единицы, а при наличии их — меньше единицы.

В зависимости от величин зазоров уплотнений диафрагм и зазоров между диафрагмами и ободами дисков действительные осевые усилия могут быть выше на 10—20%, а иногда и больше, т. е. α будет иметь значение $\alpha = 1,10 \div 1,20$ и более. Наоборот, наличие разгрузочных отверстий в дисках значительно снижает осевые усилия. В зависимости от величины площади разгрузочных отверстий, зазоров в уплотнениях диафрагм и рабочих лопаток коэффициент α может иметь значения $\alpha = 0,50 \div 0,80$.

Определение действительных перепадов давлений на диски с учетом влияния перетекания пара через осевые зазоры между диафрагмами и дисками, а также через разгрузочные отверстия в дисках вызывает большие затруднения из-за отсутствия надежных данных о коэффициентах расхода.

Из-за несовершенства расчетов осевого усилия, технологических ошибок при изготовлении сопловых и рабочих лопаток, изменения радиальных и осевых зазоров в уплотнениях проточной части и концевых уплотнениях осевое усилие может значительно превысить расчетную величину. Кроме того, осевое усилие зависит также и от режима работы турбины. В практике эксплуатации турбин было немало случаев выплывания упорных подшипников из-за резкого возрастания осевого усилия и связанных с этим тяжелых аварий.

В настоящее время применяется метод оценки осевого усилия по температуре баббито-

вой заливки сегментов упорного подшипника, которая измеряется установленными в сегментах термопарами.

6.4. ПЕРИОДИЧЕСКИЕ РЕЖИМЫ РАБОТЫ ТУРБИНЫ

Мощность, при которой турбина работает с наименьшим удельным расходом тепла, и следовательно, с наибольшим абсолютным к. п. д., называется экономической.

Длительная предельно допускаемая мощность турбины называется номинальной. Номинальная мощность в зависимости от назначения турбины может быть равна или больше экономической на 10—25%.

Основной тепловой расчет турбины производится на экономическую мощность. При этом расчете в основу распределения тепловых потерь по ступеням турбины принимают наиболее выгодные отношения η/c_a .

Мощность турбины при ее работе может изменяться во всем диапазоне нагрузок: от холостого хода до максимальной величины. Изменение мощности турбины осуществляется в основном за счет изменения расхода пара D_0 , начальных и конечных параметров пара p_0, t_0, p_2 (т. е. располагаемого теплоснабжения H_0).

Мощность турбины может изменяться одним из следующих способов:

дресселированием свежего пара при впуске в турбину (дрессельное парораспределение);

подводом свежего пара к одной или двум промежуточным ступеням турбины (обводное парораспределение);

изменением числа открытых сопел первой регулирующей ступени турбины (сопловое парораспределение).

Расход свежего пара через турбину D_0 зависит от параметров свежего пара p_0 и t_0 , отработавшего пара p_2 и ее единичной мощности

N_0 . В зависимости от N_0 и D_0 могут встретиться различные варианты подвода пара к турбине: один, два, три, четыре и больше паропроводов свежего пара и пара из промежуточных пароперегревателей.

На каждом паропроводе свежего пара непосредственно перед турбиной устанавливаются автоматические стопорные клапаны, которые в условиях работы турбины всегда открыты полностью. Изменение впуска свежего пара в турбину при любом изменении ее нагрузки производится регулирующими клапанами.

Дрессельное парораспределение (рис. 6-12, а) в конденсационных турбинах активного и реактивного типов применялось на более ранней ступени развития турбостроения.

Главный дрессельный клапан 2 подводит пар к соплам первой ступени по всей окружности. В такой турбине степень парциальности первой ступени равняется единице ($\epsilon=1$). При полностью открытым главным дрессельным клапаном обычно достигается экономическая мощность.

Обводное парораспределение (рис. 6-12, б) с подводом части свежего пара за несколько первых ступеней турбины.

Максимальный расход пара через обводные ступени турбины (до камеры перегрузки А) будет при полностью открытом клапане 2 и закрытом клапане 3.

По мере подвода свежего пара в камеру перегрузки А расход пара через турбину увеличивается, повышаются давления в ее ступенях, и мощность турбины увеличивается. При полностью-открытом перегрузочном клапане 3 мощность турбины достигает максимальной величины — предельной по условиям надежности ее работы. При этом режиме расход пара через турбину будет максимальным, а через ступени до камеры перегрузки А — минимальным.

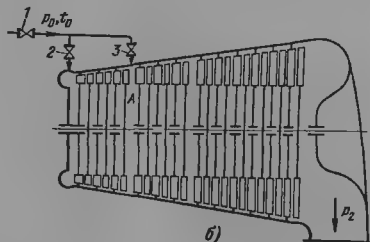
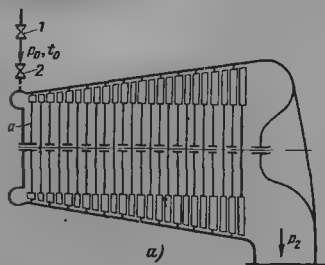


Рис. 6-12. Схемы подвода пара к турбине с дрессельным и обводным парораспределением.

а — дрессельное 1 — стопорный клапан; 2 — регулирующий дрессельный клапан; б — обводное 1 — стопорный клапан, 2, 3 — регулирующие дрессельный и обводной клапаны.

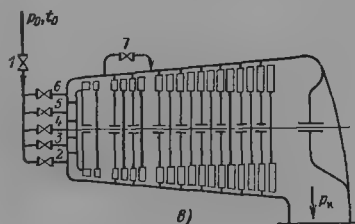
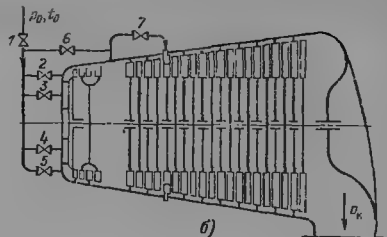
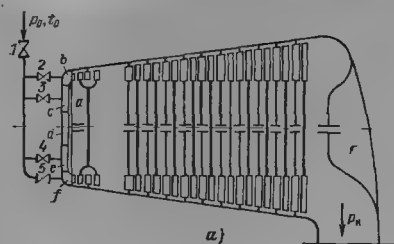


Рис. 6-13. Принципиальные схемы соплового и обводного парораспределения

а — сопловое: 1 — стопорный клапан; 2—6 — регулирующие клапаны; б — сопловое с внешним подводом пара; 1 — стопорный клапан; 2—6 — регулирующие клапаны; в — сопловое с внутренним обводом пара: 1 — стопорный клапан; 2—6 — регулирующие клапаны; 7 — обводной клапан.

Сопловое парораспределение (рис. 6-13,а). Турбины с сопловым парораспределением находят самое широкое применение. У таких турбин с целью повышения их мощности на определенных режимах работы применяется внешний подвод пара к одной или двум промежуточным ступеням (рис. 6-13,б) и внутренний обвод из камеры регулирующей ступени к одной из промежуточных ступеней (рис. 6-13,в). Повышение нагрузки турбины от экономической до номинальной производится одновременно открытием пяти регулирующих клапанов 2—6 и одного обводного 7.

Сопловое парораспределение в современных паровых турбинах применяется с различным числом регулирующих клапанов. Каждый регулирующий клапан обслуживает свою группу сопловых каналов. Между группами сопел, обслуживаемых регулируемыми клапанами, необходимы разделительные перегородки (рис. 6-14). Так как группы сопел подводят пар к рабочим лопаткам не по всей длине окружности ступени, то в этом случае подвод пара называют парциальным, со степенью парциальности меньше единицы ($e < 1$).

При изменении нагрузки турбины регулирующие клапаны последовательно открываются или закрываются. Поэтому степень парци-

альности регулирующей ступени изменяется в зависимости от числа открытых клапанов.

В пределах открытия каждого регулирующего клапана происходит дросселирование пара, что сопровождается потерями. Так как при сопловом парораспределении через каждый регулирующий клапан проходит лишь часть общего количества пара, то потери от дросселирования меньше, чем в турбине с дроссельным парораспределением. Поэтому коэффициент полезного действия турбины с сопловым парораспределением является более устойчивым при изменении нагрузок, чем к. п. д. турбины с дроссельным регулированием.

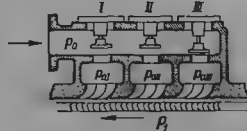


Рис. 6-14. Схема подвода пара к регулирующей ступени при сопловом парораспределении

В турбинах с сопловым парораспределением применяют внутренний обвод пара из камеры регулирующей ступени к одной из диафрагм перегрузочной ступени (рис. 6-15).

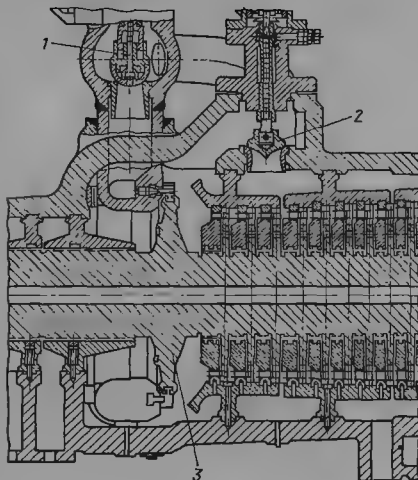


Рис. 6-15. Подвод пара к турбине с обводным парораспределителем.

1 — регулирующий клапан; 2 — перегрузочный клапан; 3 — однодисковый диск регулирующей ступени.

Связь между давлением и расходом пара в ступенях при переменном режиме

Изменение расхода пара через турбину вызывает перераспределение давлений и тепловых перепадов в ее ступенях.

Установлена аналитическая зависимость между расходом пара и давлениями в ступенях турбины. В общем виде эта зависимость для скоростей пара ниже критических выражается уравнением

$$\frac{G}{G_0} = \sqrt{\frac{T_{10}}{T_1}} \sqrt{\frac{p_1^2 - p_{20}^2}{p_{10}^2 - p_{20}^2}}, \quad (6-55)$$

пригодным только для группы ступеней.

Здесь G_0 и G — расходы пара через турбину соответственно при расчетном и переменном режимах;

T_{10} и T_1 — абсолютные температуры соответственно при расчетном и переменном режимах;

p_{10} и p_1 — давления перед соплами первой ступени отсека соответственно при расчетном и переменном режимах;

p_{20} и p_2 — давления за рабочими лопатками последней ступени отсека соответственно при расчетном и переменном режимах.

Для гаровой турбины отношение $\sqrt{T_{10}/T_1}$ обычно близко к единице, поэтому часто пользуются уравнением (6-55) в таком виде:

$$\frac{G}{G_0} = \sqrt{\frac{p_1^2 - p_{20}^2}{p_{10}^2 - p_{20}^2}}. \quad (6-56)$$

Для турбин, работающих с глубоким вакуумом, членами p_{20} и p_2 можно пренебречь ввиду их малости.

Тогда для конденсационной турбины можно написать:

$$\frac{G}{G_0} = \frac{p_1}{p_{10}} \quad (6-57)$$

или

$$p_1 = \frac{G}{G_0} p_{10}. \quad (6-58)$$

Уравнение (6-58) показывает, что в конденсационной турбине давление пара перед любой ступенью изменяется прямо пропорционально изменению расхода пара. Это же уравнение оказывается справедливым и при расчете изменения давлений перед ступенями любой турбины, когда последняя ступень рассматриваемого отсека работает в режиме критического истечения пара.

Уравнения (6-55), (6-56) и (6-57) с достаточной точностью могут быть применены при расчетах турбины или группы ступеней числом не менее трех.

Нужно еще учитывать, что эти уравнения применимы в тех случаях, когда площади всех проходных сечений рассматриваемой турбины или группы ее ступеней сохраняются неизменными.

Распределение тепловых падений при переменном режиме

Уравнение (6-58) показывает, что давления в проточной части конденсационной турбины изменяются прямо пропорционально расходу. Таким образом, изменение давлений в ступенях конденсационной турбины в зависимости от расхода изображается пучком лучей, исходящим из начала координат. На рис. 6-16, а представлены линии изменения давлений для четырех промежуточных ступеней конденсационной турбины. В точках a_1, a_2, a_3 и a_4 отмечены давления пара для расчетного (экономического) режима турбины, а в точках a'_1, a'_2, a'_3 и a'_4 — соответственно для максимального.

Изменение давления в ступени турбины с противодавлением или ухудшенным вакуумом

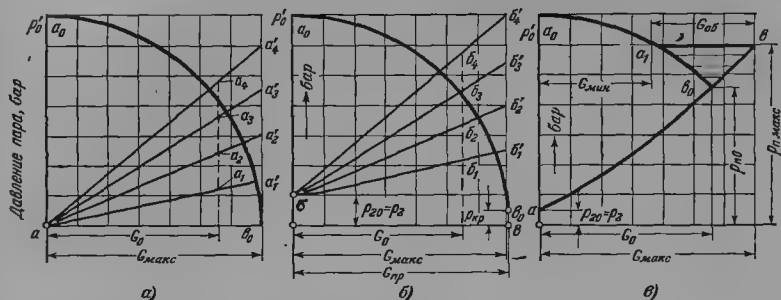


Рис. 6-16. Графики изменения давлений пара в ступенях турбины в зависимости от расхода.

мом в зависимости от расхода пара определяется по уравнению (6-55) или приближенно по уравнению (6-56). Если эти уравнения для различных G при $p_2 = p_{20} = \text{const}$ решить относительно p_1 , то получим:

$$p_1 = \sqrt{\frac{T_1}{T_{10}} \left(\frac{G}{G_0} \right)^2 (p_{10}^2 - p_{20}^2) + p_2^2} \quad (6-59)$$

и

$$p_1 = \sqrt{\left(\frac{G}{G_0} \right)^2 (p_{10}^2 - p_{20}^2) + p_2^2} \quad (6-60)$$

Если для различных значений G подсчитать давления в ступенях турбины по одному из указанных уравнений и построить графики зависимости p_1 от G , то получим семейство кривых линий с началом в точке b (рис. 6-16, б).

На этом графике нанесены кривые изменения давлений только для четырех ступеней турбины. В точках b_1, b_2, b_3 и b_4 даны расчетные давления, а в точках b'_1, b'_2, b'_3 и b'_4 — давления при $G_{\text{макс}}$.

Часто при расчетах приходится определять расход пара через турбину или группу ступеней при неизменном начальном давлении для изменяющихся противодавлений. Тогда, решая уравнения (6-55) или (6-56) относительно G , получаем:

$$G = G_0 \sqrt{\frac{T_{10}}{T_1} \frac{p_1^2 - p_2^2}{p_{10}^2 - p_{20}^2}} \quad (6-61)$$

и

$$G = G_0 \sqrt{\frac{p_1^2 - p_2^2}{p_{10}^2 - p_{20}^2}} \quad (6-62)$$

Если положить согласно принятому условию $p_1 = p_{10} = \text{const}$, то для различных давлений p_2 по одному из указанных уравнений

можно подсчитать G . Зависимость G от p_2 для конденсационной турбины представлена кривой $a_0 b_0$ для турбины с противодавлением — кривой $a_0 b'_0$ (рис. 6-16, а и б).

Прямая $a_0 b_0$ на рис. 6-16, б показывает предельно достижимый расход пара $G_{\text{кр}}$ через турбину при понижении противодавления. При этом расходе пара через турбину в выходном сечении сопла или рабочих лопаток последней ступени турбины устанавливается критическое давление $p_{\text{кр}}$. Поэтому при всех противодавлениях, меньших $p_{\text{кр}}$, расход пара через турбину остается постоянным.

По уравнениям (6-55) и 6-56) можно определить любую величину, например, давление в ступени или расход пара через турбину или группу ступеней при перерасчетах турбины на различные режимы. В качестве примера рассмотрим переменный режим работы конденсационной турбины с дроссельным парораспределением и одним обводным клапаном, подводящим пар к соплам четвертой ступени. Пусть известны из расчета: $G_0, G_{\text{макс}}, p_{20}$, давление пара в камере перегрузки p_{10} и давление пара перед соплами первой ступени $p_{10} = p_1 = p'_0$. Требуется определить давление пара в камере перегрузки и расход пара через обводной клапан для всех режимов работы турбины.

Изменение давления в камере перегрузки для расходов пара G от нуля до $G_{\text{макс}}$ при $p_{20} = p_2$ находим по уравнению (6-60):

$$p_{11} = \sqrt{\left(\frac{G}{G_0} \right)^2 (p_{10}^2 - p_{20}^2) + p_2^2}$$

Зависимость p_{11} от G показана на графике (рис. 6-16, в кривая $a, a_0 b_0$). Точкой a_0 отмечен экономический режим турбины. Линия $a_0 b_0$ показывает изменение давления пара в камере перегрузки для расходов пара от 0 до G_0 . Линия $a_0 b'_0$ дает характер изменения давления

в камере перегрузки при расходах пара от G_0 до $G_{\text{макс}}$. При давлениях пара в камере перегрузки $p_n > p_{п0}$ расход пара через первые три ступени $G_1 < G_0$. Величина же этого расхода определяется по уравнению (6-62):

$$G_1 = G_0 \sqrt{\frac{(p')^3 - p_0^3}{(p')^2 - p_0^2}}$$

Из уравнения следует, что $G_1 = 0$ при $p_n = p_0$ (точка a_0) и $G_1 = G_0$ при $p_n = p_{п0}$ (точка θ_0).

Глава седьмая

РЕГУЛИРОВАНИЕ, МАСЛОСНАБЖЕНИЕ И ЗАЩИТА ПАРОВЫХ ТУРБИН

7.1. ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ РЕГУЛИРОВАНИЯ

Механическая энергия вращения вала турбины превращается генератором в электрическую и передается от него потребителю. При этом устанавливается строгое соответствие между величиной механической работы на валу турбины и количеством электрической энергии, снимаемой с зажимов генератора. Отсюда следует, что любое изменение электрической нагрузки должно вызывать вполне определенное изменение механической работы на валу турбины.

Когда вал турбины соединен с машиной или механизмом, непосредственно потребляющим механическую работу (насосом, компрессором, воздуходувкой, гребным винтом и т. д.), изменение нагрузки этой машины также должно вызывать соответствующее изменение работы на валу турбины.

Турбина должна устойчиво работать во всем диапазоне изменения нагрузки от нуля (холостого хода) до максимального значения. Так как между мощностью на валу турбины и расходом пара устанавливается вполне определенное соответствие, то изменение нагрузки на валу должно вызывать определенное изменение расхода пара через турбину.

При установившейся нагрузке между расходом пара через турбину и вращающим моментом на ее валу поддерживается постоянное соотношение. При изменении нагрузки это соотношение нарушается, что приводит к изменению числа оборотов ротора. Изменение числа оборотов будет продолжаться до тех пор, пока действия органов регулирования не изменят расход рабочего тела через турбину таким образом, чтобы установилось новое соотношение нагрузки и вращающего момента.

Общий вид уравнения моментов для ротора турбогенератора можно написать в таком виде:

$$M_e = M_a + M_n + (I_r + I_g) \frac{d\omega}{dt}, \quad (7-1)$$

Определив G_1 для нескольких давлений p_n , лежащих между $p_{п0}$ и p'_0 , можем построить кривую $a_0 a_1 \theta_0$. Из графика видно, что расход пара через первые три ступени при $p_{п\text{макс}}$ (обводной клапан открыт полностью) равняется $G_{\text{млп}}$. Расход пара через полностью открытый обводной клапан определяется как разность $G_{об} = G_{\text{макс}} - G_{\text{млп}}$. При нагрузках, меньших номинальной, расход пара через обводной клапан будет измеряться отрезками между линиями $a_1 \theta_0$ и $\theta \theta_0$.

где M_e — вращающий момент на муфте турбины, $\text{н} \cdot \text{м}$;

M_a — полезный реактивный момент на зажимах генератора, $\text{н} \cdot \text{м}$;

M_n — тормозящий момент из-за потерь в подшипниках и тепловых потерь в генераторе, $\text{н} \cdot \text{м}$;

I_r, I_g — моменты инерции роторов турбины и генератора, $\text{н} \cdot \text{м} \cdot \text{сек}^2$;

$d\omega/dt$ — угловое ускорение роторов ($d\omega$ — бесконечно малое приращение угловой скорости), $1/\text{сек}^2$.

Это уравнение применимо к паровой турбине, работающей на привод электрического генератора.

При установившемся режиме работы турбины (постоянное число оборотов n) угловое ускорение $\frac{d\omega}{dt} = 0$, и уравнение (7-1) принимает вид:

$$M_e = M_a + M_n. \quad (7-2)$$

Это уравнение можно преобразовать следующим образом:

$$\frac{M_e \omega}{1000} = \frac{M_a \omega}{1000} + \frac{M_n \omega}{1000}$$

или

$$N_e = N_a + N_n, \text{ кВт}, \quad (7-3)$$

и в общем виде

$$N_e = N_a + N_n + (I_r + I_g) \frac{\omega}{1000} \frac{d\omega}{dt}, \quad (7-4)$$

где N_e — эффективная мощность на муфте турбины, кВт ;

N_a — электрическая мощность, снимаемая с зажимов генератора (зависит от внешней нагрузки, т. е. от нагрузки у потребителя), кВт ;

N_n — потери в подшипниках и в генераторе, кВт .

При изменении нагрузки генератора N_a в первый момент устанавливается неравенство $N_a + N_n \neq N_e$, что вызывает понижение или по-

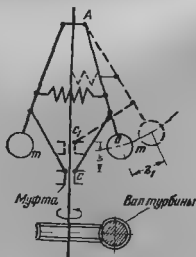


Рис 7-1 Схема центробежного регулятора.

вышение числа оборотов турбогенератора. Повышение N_0 приводит к понижению n . Наоборот, с понижением N_0 число оборотов турбогенератора растет. Таким образом, любое изменение внешней нагрузки сопровождается изменением числа оборотов турбины. Задачей регулирования по скорости является автоматическое восстановление равенства (7-3) при любых изменениях нагрузки N_0 .

В турбинах с автоматическим регулированием органы парораспределения связаны с регулятором числа оборотов турбины, т. е. с регулятором скорости.

Передача импульса от изменения числа оборотов турбины к регулирующим органам осуществляется различными способами.

Управление органами распределения обычно осуществляется регулятором числа оборотов. Его действие основано на работе центробежных сил, величина которых зависит от числа оборотов турбины.

На рис. 7-1 дана принципиальная схема такого центробежного регулятора. При увеличении числа оборотов турбины грузы m регулятора под действием центробежных сил расходятся, перемещаясь по дуге радиуса AO на расстояние z_1 . Муфта регулятора при этом перемещается вверх из точки c в точку c_1 на величину z . При понижении числа оборотов, наоборот, грузы регулятора сближаются и муфта опускается вниз. Перемещение муфты центробежного регулятора используется для изменения расхода пара через турбину, т. е. для изменения ее мощности.

Регулятор числа оборотов обычно приводится в движение от вала турбины посредством зубчатой передачи, и это является большим недостатком регуляторов такого типа.

Импульс от центробежного регулятора скорости к регулирующим клапанам может передаваться при помощи механических связей (системой рычагов) или посредством гидравлического воздействия (давлением масла).

Принцип действия гидродинамических регуляторов, уже получивших значительное распространение, основан на зависимости давления масла, нагнетаемого центробежным насосом, расположенным на валу турбины, от квадрата числа оборотов.

7-2. СХЕМЫ РЕГУЛИРОВАНИЯ ПАРОВЫХ ТУРБИН

Схема непрямого регулирования

Сервомотор поршневого типа (рис. 7-2). При установившемся режиме работы турбины поршень 6 отсечного золотника 5 сервомотора 7 находится в среднем положении, перекрывая каналы, соединяющие корпус золотника с подостями сервомотора 7. Регулирующий клапан 9 при этом условно находится в фиксированном положении.

Перемещение муфты 2 центробежного регулятора 1 вызывает перемещение поршня 6.

В зависимости от направления перемещения поршня 6 масло под давлением от масляного насоса 4 будет поступать в полость K или в полость K_1 сервомотора 7. При поступлении масла в полость K клапан 9 будет прикрываться, уменьшая расход пара через турбину (мощность турбины уменьшится). Одновременно масло из полости K_1 будет стекать через корпус золотника 5 на слив. Поступление масла в полость K_1 вызывает открытие клапана 9.

В данной системе регулирования для перемещения поршня 6 требуется небольшое усилие, так как он уравновешен давлением масла в средней камере золотника K_0 . Перестановочная сила для открытия клапана 9 будет зависеть от размеров поршня 8 сервомотора 7 и давления масла.

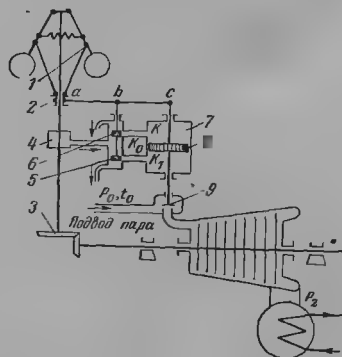


Рис 7-2. Схема непрямого регулирования.

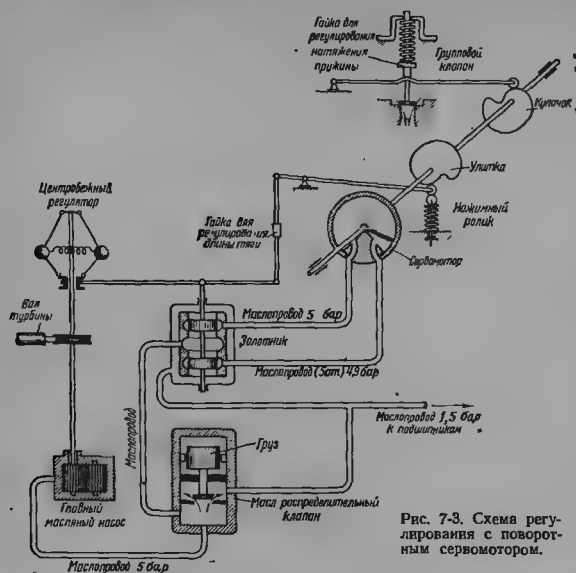


Рис. 7-3. Схема регулирования с поворотным сервомотором.

Давление силового масла в системе регулирования принимается от 3 до 7 бар. В современных турбинах применяют и более высокие давления силового масла, достигающие 12—20 бар.

Рассмотрим, например, работу регулирования при понижении нагрузки турбины. В этом случае число оборотов турбины будет возрастать. Грузы регулятора, приводимые во вращение через передачу 3, разойдутся, и муфта 2 поднимется вверх, перемещая вверх точку б рычага *abc*, связанную с поршнем золотника 6, причем во время этого перемещения точка с остается неподвижной. Полость *K* сервомотора соединяется с камерой золотника *K_б*. Масло под давлением поступит в полость *K*, и клапан 9 начнет опускаться вниз, уменьшая расход пара в турбину; из полости *K₁* масло через нижний канал пойдет на слив. При этом точка с рычага *abc* начнет опускаться вниз, вращая рычаг теперь уже относительно неподвижной точки *a* и увлекая за собой поршень 6 золотника 5. Как только поршень 6 снова займет среднее положение, поступление масла в полость *K* прекратится, и регулирующий клапан 9 остановится в новом положении. Расход пара через турбину уменьшится, понизится соответственно и мощность. Число оборотов турбины несколько воз-

растет. Рычаг *ac* называется рычагом обратной связи, так как с его помощью всегда восстанавливается среднее положение поршня отсечного золотника.

Поворотный сервомотор (рис. 7-3). Силовое масло под давлением 5 бар после выхода из главного масляного насоса зубчатого типа разветвляется на два потока. Первый поток поступает в систему регулирования через золотник сервомотора, а второй — через редукционный клапан, понижающий давление до 1,36 бар, направляется к подшипникам.

При поступлении масла к сервомотору крыльчатый поршень поворачивается относительно оси сервомотора. На валу сервомотора закреплен специально профилированный кулачок, поворот которого и обеспечивает открытие или закрытие регулирующего (группового) клапана.

Возвращение золотника в среднее положение по окончании процесса регулирования осуществляется при помощи кулачковой улитки, действующей на рычаг регулятора через рычажную обратную связь.

Закрепление на валу сервомотора нескольких профилированных кулачков по числу регулирующих клапанов дает возможность обеспечить нужную последовательность их открытия или закрытия при возрастании или понижении нагрузки турбины.

Схема регулирования с гидравлической передачей

На рис. 7-4 приведена принципиальная схема регулирования с гидравлическими связями. В таких схемах, как правило, рычажные передачи отсутствуют.

С муфтой центрального регулятора 2, приводимого в движение через передачу 3, жестко связан золотник 1 с косым срезом. При изменении числа оборотов турбины золотник 1 перемещается вниз или вверх, увеличивая или уменьшая сечение окна в буксе 12 для слива масла через трубку 13. В связи с этим давление масла под поршнем 10 сервомотора регулирующего клапана понижается или возрастает, а регулирующий кла-

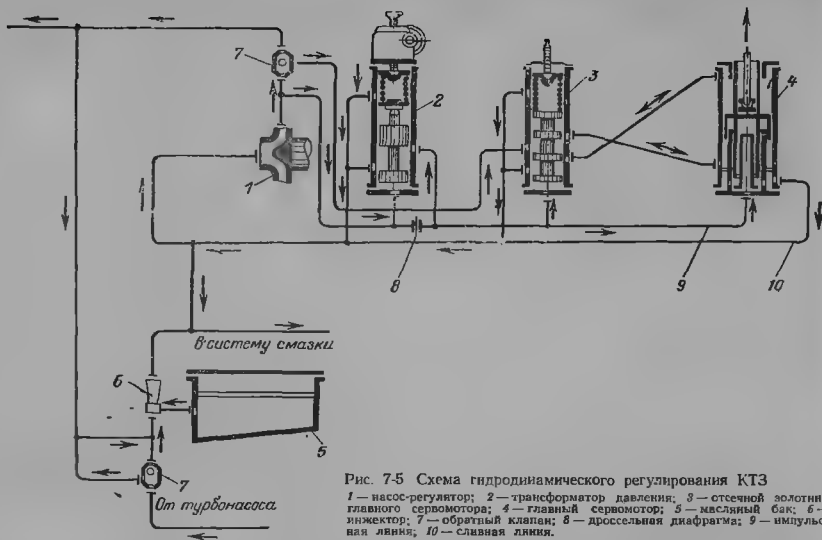


Рис. 7-5 Схема гидродинамического регулирования КТЗ

1 — насос-регулятор; 2 — трансформатор давления; 3 — отсечной золотник главного сервомотора; 4 — главный сервомотор; 5 — масляный бак; 6 — инжектор; 7 — обратный клапан; 8 — дроссельная диафрагма; 9 — импульсная линия; 10 — сливная линия.

и насоса-регулятора. Клапаны при этом пойдут на закрытие, что показано стрелкой вверх главного сервомотора. Нагрузка турбины понизится до заданной величины, и рабочее число оборотов турбины снова восстановится.

Все органы регулирования турбин выполнены в одном блоке, который устанавливается на корпусе упорного подшипника.

Схема регулирования с бесшарнирным регулятором скорости ЛМЗ

Бесшарнирные регуляторы нашли широкое применение на современных турбинах ЛМЗ.

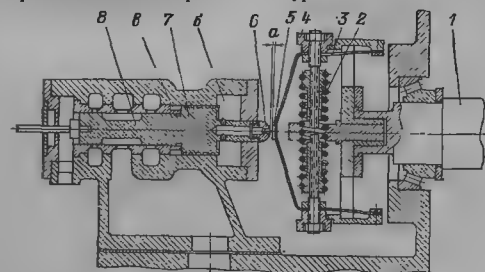


Рис. 7-6. Бесшарнирный регулятор скорости ЛМЗ.

1 — вал турбины; 2 — пружина; 3 — ленточная пружина; 4 — груз; 5 — пластина; 6 — сопло; 7 — поршень; 8 — золотник.

Основным преимуществом таких регуляторов скорости является отсутствие трения скольжения, что снижает коэффициент нечувствительности регулятора практически до нуля и повышает его надежность в работе.

Бесшарнирный регулятор скорости закрепляется на торцевой части вала 1 турбины (рис. 7-6). При некотором числе оборотов между пластинкой 5, закрепленной на ленточной пружине 3, и соплом 6 устанавливается зазор a , соответствующий установившейся скорости вращения ротора.

При снижении нагрузки турбины число оборотов ротора увеличивается, центробежная сила грузов 4 возрастает, они расходятся в разных направлениях и растягивают пружину 2. Ленточная пружина 3 изгибается и перемещает вправо закрепленную на ней пластинку 5. Увеличивается осевой зазор между пластинкой 5 и соплом 6, что приводит к увеличению слива масла из сопла и снижению давления в полости 6. Таким образом, нарушается равновесное давление масла в полостях 6 и 6. Поршень 7 промежуточного усилителя и связанный с ним золотник 8 переместится вправо, что приведет к открытию регулирующих клапанов турбины. Смещение поршня 7 будет про-

REFERENCES

Рис. 7-7. Схемы приспособлений для регулирования числа оборотов.

В схеме (рис. 7-7,а) в дополнение к принципиальной схеме регулирования предусмотрена пружина 1 с маховичком 3, которая при изменении своего натяжения и выполняет функции синхронизатора.

лирующих клапанов и мощность при практически неизменном числе оборотов турбины. Таким образом, изменяя натяжение пружины 1, можно изменять положение муфты Е и соответственно изменять мощность турбины.

Из схемы рис. 7-7,6 следует, что гильза *Б* золотника может перемещаться при помощи маховика 2, связанного с гильзой посредством хвостовика с резьбой. При произвольном перемещении гильзы вверх или вниз нейтральное положение поршня *А* золотника будет достигаться при различных положениях муфты центростремительного регулятора.

Каждому положению гильзы *Б* при нейтральном положении золотника *А* соответствуют вполне определенное положение муфты *Е* и открытие регулирующего клапана. Таким

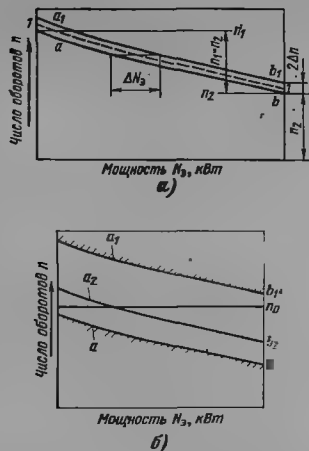


Рис. 7-8. Статическая характеристика регулирования турбины.
а — положение синхронизатора фиксировано; б — крайние и промежуточные положения синхронизатора.

образом, воздействуя на положение гильзы В, можно изменить степень открытия регулирующего клапана и расход пара в турбину.

Из схемы рис. 7-7, в видно, что точка качания А рычага может перемещаться вращением маховичка В. Перемещение точки качания рычага в С выводит золотник сервомотора из среднего положения и, воздействуя на регулирующий клапан, изменяет расход пара через турбину, а значит, и ее мощность.

При фиксированном положении синхронизатора каждому значению числа оборотов соответствует вполне определенное положение муфты регулятора и мощность на зажимах генератора. Замеряя мощность турбины и число оборотов, можно получить зависимость изменения мощности N_0 от числа оборотов n .

Зависимость N_0 от n , представленную графически, называют статической характеристикой регулирования турбины.

Такая статическая характеристика регулирования приведена на рис. 7-8. На рис. 7-8, а дано изменение числа оборотов n в зависимости от электрической мощности N_0 при фиксированном положении синхронизатора. Кривая ab показывает изменение n в функции от N_0 при повышении нагрузки от холостого хода до $N_0^{\text{ном}}$. Отношение

$$2 \frac{n_1 - n_2}{n_1 + n_2} \cdot 100\% = \epsilon \quad (7-5)$$

носит название степени неравномерности регулирования.

Здесь n_1 — число оборотов турбины при холостом ходе;

n_2 — число оборотов турбины при номинальной нагрузке;

$\frac{n_1 + n_2}{2}$ — среднее число оборотов турбины

при определении фиксированном положении синхронизатора.

Если за среднее число оборотов принять номинальное n_0 , то уравнение (7-5) примет вид:

$$\epsilon = \frac{n_1 - n_2}{n_0} \cdot 100\% \quad (7-6)$$

От характера кривой изменения n от N_0 зависит работа регулирования турбины. Чтобы обеспечить нормальную работу турбины, степень неравномерности должна находиться в пределах 4—5%.

Если определить изменение числа оборотов турбины при снижении мощности от $N_0^{\text{ном}}$ до холостого хода, то получим несколько отличную зависимость n от N_0 . На рис. 7-8, а эта зависимость представлена кривой a_1b_1 . Разность между числом оборотов, взятым по кривой a_1b_1 , и числом оборотов, взятым по кривой ab , для одной и той же мощности N_0 обозначают $2\Delta n$ и называют нечувствительностью регулирования. Значение $2\Delta n = +\Delta n - (-\Delta n)$ представляет собой такое изменение числа оборотов, при котором регулятор находится в состоянии равновесия 1—1 и не может преодолеть сопротивления в сочленениях самого регулятора и в сочленениях, связывающих муфту регулятора с золотником, и в самом золотнике. Плюс Δn — повышение числа оборотов турбины от установившегося среднего значения, необходимое для преодоления вредных сопротивлений и вывода регулятора из состояния равновесия. Численное значение этой разности $2\Delta n$ зависит от степени нечувствительности регулирования. Отношение $2\Delta n$ к n_0 (в процентах) носит название степени нечувствительности регулирования

$$\epsilon = \frac{2\Delta n}{n_0} \cdot 100\% \quad (7-7)$$

Максимально допустимая величина ϵ в турбинах должна быть не выше 0,3%. В современных турбинах стремятся осуществлять регулирование при $\epsilon \leq 0,1\%$.

Степень нечувствительности регулирования турбины зависит от ряда факторов, как: наличия слабину в соединении рычагов, инер-

ции муфты регулятора, трения в муфте и золотниках и т. д.

Самопроизвольное изменение числа оборотов при известной степени нечувствительности определяется из уравнения

$$2\Delta n = \frac{e n_0}{100} \quad (7-8)$$

Статическую характеристику регулирования (кривая ab) при помощи синхронизатора можно смещать вниз и вверх.

На рис. 7-8,б даны характеристики регулирования при крайних положениях (верхнее и нижнее) синхронизатора (кривые ab и a_1b_1). Кривая a_2b_2 представляет характеристику регулирования при промежуточном положении синхронизатора.

7-4. ПАРАЛЛЕЛЬНАЯ РАБОТА ТУРБИН

Все электрические станции объединяются в общие энергетические системы и работают параллельно на общую энергетическую сеть с постоянной частотой. При изменении электрической нагрузки сети ее частоту поддерживают постоянной с помощью синхронизаторов турбин, работающих на данную сеть. В качестве примера рассмотрим два параллельно работающих турбогенератора.

На рис. 7-9 представлены статические характеристики регулирования двух параллельно работающих турбин.

Общая нагрузка на двух турбинах в определенном момент равна $N_3 = N_{01} + N_{02}$, где N_{01} — нагрузка турбогенератора № 1 и N_{02} — турбогенератора № 2.

Предположим, что нагрузка в сети понизилась на величину ΔN_0 . Если не воздействовать на характеристики регулирования турбин синхронизаторами, то на обеих турбинах понизятся нагрузки и повысятся соответственно числа оборотов. На машине № 1 нагрузка понизится на ΔN_1 и на машине № 2 — на ΔN_2 . При этом будем иметь $\Delta N_1 + \Delta N_2 = \Delta N_0$.

Воздействуя синхронизатором, например, на характеристику регулирования турбины

№ 1, можно снять нагрузку на величину ΔN_0 только с одного турбогенератора № 1 и получить при этом рабочее число оборотов n_0 . Характеристика регулирования при этом переместится из исходного положения ab в положение a_1b_1 .

Изменение нагрузки в электрической сети, если не воздействовать на синхронизаторы, всегда будет приводить к изменению и относительному

перераспределению нагрузок на турбинах и к изменению чисел оборотов (соответственно изменению частоты в сети).

Величина изменения нагрузки будет зависеть от статической характеристики. На турбине, имеющей пологую статическую характеристику, нагрузка будет изменяться более сильно, чем на турбине с крутой характеристикой. Нагрузка турбины может самопроизвольно изменяться, если регулирование имеет недостаточно удовлетворительную степень нечувствительности, а на статической характеристике имеются пологие участки. При указанных условиях турбина будет работать неустойчиво. Таким образом, статическая характеристика регулирования с наличием пологих участков и повышенной степенью нечувствительности является неудовлетворительной, а работа турбин с такой характеристикой — ненадежной.

В энергетических системах турбины обычно разделяют на «базовые» и «пиковые». Высокоэкономичные турбины большой мощности, как правило, относят к базовым турбинам. К пиковым турбинам принадлежат турбины, обладающие более низкой экономичностью. С целью экономии топлива на электростанциях базовые турбины должны, как правило, работать с полной нагрузкой, а пиковые турбины предназначаются в основном для восприятия пиков нагрузки, появляющихся в электрической сети. Чтобы обеспечить работу базовой турбины с полной и мало изменяющейся нагрузкой при колебании нагрузки в электрической сети, статическая характеристика регулирования такой турбины должна быть более крутой и особенно на участке экономических нагрузок. Однако увеличение крутизны статической характеристики регулирования оказывается неблагоприятной с точки зрения динамического заброса числа оборотов в случаях частичного и особенно полного сброса нагрузки при аварийном отключении генератора.

Динамическим забросом числа оборотов называют разность между максимальным числом оборотов, которая достигается турбиной

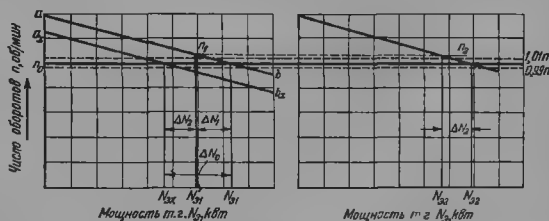


Рис. 7-9. Характеристика регулирования при параллельной работе турбин.

при мгновенном сбросе нагрузки, т. е. нормальным рабочим числом оборотов. Динамический заброс числа оборотов в большой мере зависит от степени неравномерности регулирования, от объемов рабочего тела за регулирующими клапанами, степени нечувствительности регулирования, объемов в камерах отборов, перепускных трубопроводах и т. д.

7-5. ПЕРЕХОДНЫЕ ПРОЦЕССЫ В СИСТЕМАХ РЕГУЛИРОВАНИЯ

В предыдущих параграфах были рассмотрены статические характеристики систем регулирования при установившихся режимах работы турбины. Было показано, что каждому положению муфты регулятора или другого регулирующего органа соответствует вполне определенное положение регулирующего клапана, а следовательно, и мощность турбины.

Такое рассмотрение систем регулирования турбин является неполным, оно не однозначно характеризует их эксплуатационные качества. До сих пор предполагалось, что любой установившийся режим работы турбины является устойчивым.

В условиях эксплуатации турбины вследствие изменений нагрузок на турбогенераторах возникают переходные процессы в системах регулирования. Теория и опыт показывают, что не всякая система регулирования может удовлетворить условиям устойчивости. В практике эксплуатации турбин имеется немало случаев, когда система регулирования после отключения генератора от электрической сети при полной нагрузке не могла удерживать турбину на холостом ходу. В этих случаях числа оборотов турбины достигают предельного значения по условиям прочности дисков и рабочих лопаток, естественно, с превышением рабочего числа оборотов значительно больше, чем на 10—12%. Вместе с тем для эксплуатации очень важно, чтобы даже при наибольшем возмущении (сброс полной нагрузки) система регулирования удержала турбину на холостом ходу. Заброс числа оборотов при полном сбросе нагрузки не должен превышать рабочее число оборотов больше, чем на 7—9%, что обеспечивает запас от уровня настройки предохранительных выключателей приблизительно 3% n_0 .

На основании теории регулирования и опыта эксплуатации турбин можно утверждать, что при переходных режимах, т. е. при изменении нагрузки от N_{01} до N_{02} , число оборотов не изменяется согласно статической характеристике регулирования, как это показано на рис. 7-9, а может изменяться различным образом, прежде чем установится новое число обо-

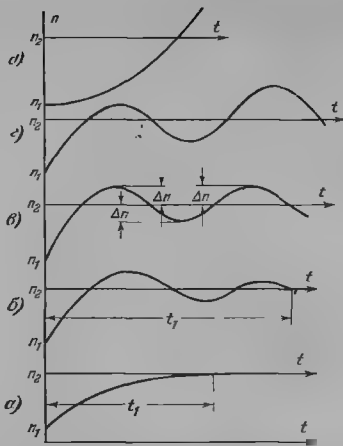


Рис. 7-10. Возможные формы переходных процессов.

а — аperiodический процесс; б — затухающий колебательный процесс; в — незатухающие колебания с постоянной амплитудой; г — незатухающие колебания с увеличивающейся амплитудой; д — аperiodический процесс с непрерывно увеличивающейся регулируемой величиной.

ротов n_1 вместо n_0 , с которым турбина работала до изменения ее нагрузки.

Для выяснения условий устойчивости работы системы регулирования рассмотрим изолированную работу турбины при постоянной нагрузке. Возмущение в системе регулирования такой турбины можно вызвать искусственным способом, например, можно нагрузить муфту регулятора дополнительным усилием, а затем снять его. После такого возмущения система регулирования турбины придет в движение, которое для различных турбин в соответствии с качеством их систем регулирования может протекать различно, см. рис. 7-10:

система может вернуться в первоначальное положение равновесия по аperiodическому закону;

система может вернуться в первоначальное положение по закону затухающего колебательного процесса;

в системе могут возникнуть незатухающие колебания с постоянной амплитудой, равной первоначальному возмущению;

в системе могут возникнуть незатухающие колебания с возрастающей амплитудой;

в системе может возникнуть аperiodический процесс, при котором обороты турбины будут непрерывно повышаться, пока не произойдет срабатывание предохранительного выключателя.

Систему регулирования турбины называют устойчивой, если она обеспечивает переход от одного установившегося режима работы к другому. На рис. 7-10, а и б систему регулирования можно считать устойчивой, а рис. 7-10, в—д свидетельствуют о неустойчивости регулирования, так как здесь система регулирования не обеспечит переходных процессов при изменениях нагрузки.

Устойчивость системы регулирования можно повысить введением обратной связи, повышением степени неравномерности и уменьшением степени нечувствительности.

7-6. СХЕМЫ МАСЛОСНАБЖЕНИЯ ТУРБИН

Наиболее широкое распространение в турбостроении нашли две схемы маслоснабжения турбин: схемы с насосом объемного и центробежного типов. Из насосов объемного типа для маслоснабжения турбин обычно используются зубчатые и винтовые насосы.

Схема маслоснабжения с насосом объемного

Масло из бака 3 всасывается главным зубчатым насосом 1 (рис. 7-11). По выходе из насоса один поток масла с полным давлением, развиваемым насосом, поступает в систему регулирования 4 турбины, а второй поток через редукционный клапан 5 проходит к подшипникам турбины, генератора и возбуждателя. Абсолютное давление масла, направляемого для смазки подшипников, принимается в пределах 1,4—1,8 бар.

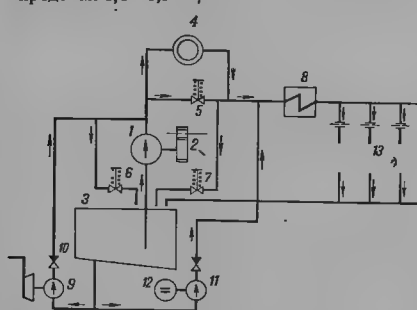


Рис. 7-11. Схема маслоснабжения турбины с насосом объемного типа.

1 — главный масляный насос; 2 — редукторная передача; 3 — масляный бак; 4 — система регулирования; 5 — пружинный редуктор; 6 — маслосбрасывающий клапан высокого давления; 7 — маслосбрасывающий клапан низкого давления; 8 — маслоохладитель; 9 — вспомогательный турбомасляный насос; 10 — обратный клапан; 11 — аварийный электромасляный насос; 12 — электродвигатель постоянного тока; 13 — масло к подшипникам.

Перед поступлением в подшипники масло предварительно проходит через маслоохладитель 8. Для правильного распределения масла по подшипникам в маслопроводах установлены ограничительные диафрагмы. Регулировка расхода масла через каждый подшипник производится путем подбора диафрагмы с таким отверстием, чтобы температура сливного масла не превосходила допустимой величины. Масло от подшипников собирается в сливной маслопровод и самотеком возвращается в масляный бак.

На маслопроводе в системе смазки предусматривается предохранительный клапан 7, который при увеличении давления выше необходимого для смазки подшипников перепускает избыток масла в бак.

Слив масла из системы регулирования предусмотрен в напорную линию подшипников. В этом случае полная производимость масляного насоса определяется количеством масла, необходимым для смазки подшипников. Правда, такая схема маслораспределения несколько уменьшает активную разность давлений масла на поршни сервомоторов. Поэтому в некоторых турбинах масло из системы регулирования сливается непосредственно в масляный бак. В этом случае производимость масляного насоса должна быть больше, чтобы обеспечить как нормальную работу системы регулирования, так и достаточную подачу масла к подшипникам.

Схема маслоснабжения с центробежным

Главный масляный насос 1 центробежного типа (рис. 7-12) непосредственно соединен с валом турбины. Если всасывающая линия такого насоса и его рабочее колесо не заполнены маслом, то он не может подсосать масло из масляного бака. Для обеспечения надежности его работы во всасывающей линии создают некоторое избыточное давление 0,3—0,5 бар, что достигается установкой инжектора 2, который погружается под уровень масла в бак 3 и подает масло к насосу 1.

Перед пуском турбины в работу запускают насос 9, который предназначен для подачи масла в систему регулирования 4 и к инжекторам 2 и 5. Масло от инжектора 5 с избыточным давлением 1—1,5 бар проходит через маслоохладитель 8 и поступает в подшипники турбины и генератора.

По мере увеличения скорости вращения ротора турбины давление масла в напорном патрубке центробежного насоса постепенно повышается. Когда оно станет выше давления, создаваемого вспомогательным насосом 9, откроется обратный клапан 6 и одновременно

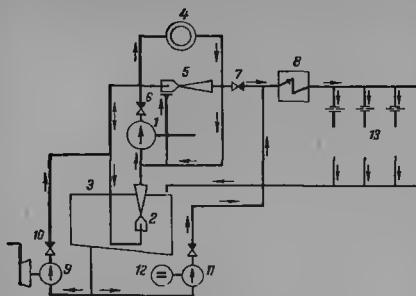


Рис 7-12. Схема маслоснабжения турбины с центробежным насосом.

1 — главный масляный насос; 2 — инжектор первой ступени; 3 — масляный бак; 4 — система регулирования; 5 — инжектор второй ступени; 6 — обратный клапан главного насоса; 7 — обратный клапан на линии подачи масла к подшипникам; 8 — маслоохладитель; 9 — вспомогательный масляный насос; 10 — обратный клапан на линии от вспомогательного масляного насоса; 11 — аварийный масляный электронасос; 12 — электродвигатель постоянного тока; 13 — масло к подшипникам.

закрывается клапан 10 на напорной линии насоса 9. При достижении такого режима работы турбины насос 9 нужно остановить.

В обеих схемах маслоснабжения предусмотрены аварийные электромасляные насосы для смазки подшипников турбины, генератора и компрессора. В современных турбинах привод электромасляных насосов осуществляется от сети переменного и постоянного тока.

При остановке турбины также включают в работу вспомогательный масляный насос.

Необходимым элементом любой масляной системы является маслоохладитель, предназначенный для отвода тепла от масла, нагревающегося в подшипниках. Температура масла, поступающего в подшипники, согласно правилам технической эксплуатации должна быть не ниже 35 и не выше 40°C. При этих температурах обеспечиваются наилучшие условия смазки подшипников.

7-7. ОГНЕСТОЙКИЕ ЖИДКОСТИ ДЛЯ СИСТЕМ МАСЛОСНАБЛЕНИЯ И РЕГУЛИРОВАНИЯ ТУРБИН

Для смазки подшипников и регулирования турбин широко применение нашли турбинные масла марок УТ и особенно Л. Воспламенение этих масел происходит при температурах около 370°C. Температура же пара в турбинах достигает 550—600°C. Поэтому применение этих масел в системах регулирования сопряжено с пожароопасностью. В практике эксплуатации турбин из-за утечек масла через неплотности фланцевых соединений и аварийных повреждений маслопроводов были неоднократные случаи возникновения пожаров, сопровождавшихся иногда выходом из

строения турбинного оборудования и строительных конструкций машинного зала.

Замена легковоспламеняющихся турбинных масел огнестойкой жидкостью, которую можно применить для регулирования паровых турбин и смазки подшипников, имеет чрезвычайно большое значение. Такая жидкость должна удовлетворять следующим основным техническим условиям: быть огнестойкой и обладать необходимой вязкостью, быть недорогой и не иметь ядовитых свойств. Одна из таких жидкостей, удовлетворяющая указанным требованиям, предложена ВТИ. Огнестойкое масло теплотехнического института (ОМТИ) широко применяется для регулирования и смазки современных турбин, выпускаемых ЛМЗ, электрической мощностью от 300 до 1200 Мвт. Температура воспламенения масла выше 700°C.

Второй совершенно огнебезопасной жидкостью, которая давно уже находила применение в некоторых системах регулирования, является вода. Ее применению вместо масла в системах регулирования паровых турбин предшествовала большая научно-исследовательская работа, проведенная ВТИ.

Применение воды в системах регулирования практически устранило бы пожароопасность в турбинных установках. Однако основным недостатком воды является то, что она не может быть пока еще использована для смазки подшипников. Поэтому применение воды в системах регулирования не исключает использования масла для смазки подшипников. Кроме того, с внедрением воды в системы регулирования в целях избежания коррозии металла и зашламливания воды требуется применять нержавеющие стали для всей коммуникации трубопроводов системы регулирования, включая арматуру, золотники, сервомоторы и другие детали, соприкасающиеся с водой.

Использование воды в системах регулирования вместо масла в настоящее время осуществлено на головных образцах паровых турбин ХТГЗ типов К-160-130, К-300-240 и К-500-240.

7-8. ПРЕДОХРАНИТЕЛЬНЫЕ ВЫКЛЮЧАТЕЛИ ДЛЯ АВАРИЙНОГО ОТКЛЮЧЕНИЯ ТУРБИН

При неудовлетворительной работе регулирования турбины повышение числа оборотов при сбросе нагрузки может достигнуть опасного значения, определяемого условиями прочности роторов турбины и генератора. Предельно допустимое число оборотов принимается обычно на 10—12% выше рабочего.

Поэтому каждая турбина снабжается одним или двумя предохранительными выключателями, прекращающими доступ пара в тур-

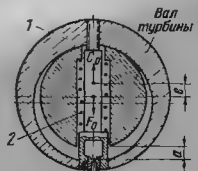


Рис. 7-13. Предохранительный выключатель кольцевого типа

бину при забросе числа оборотов до предельного значения.

Предохранительный выключатель представляет собой неустойчивый (астатический) центробежный регулятор.

Конструкция предохранительного выключателя кольцевого типа представлена на рис. 7-13. Эксцентричное кольцо 1 насажено на вал. Под действием пружины 2 эксцентричное кольцо удерживается на валу в показанном на рисунке положении. Эксцентриситет e определяет расстояние между центром тяжести регулятора и осью вращения вала. Расстояние a указывает на ход регулятора.

Перемещение кольца на расстояние a происходит при забросе числа оборотов до предельного значения.

Для управления стопорными клапанами турбин средней и большой мощности распространены предохранительные выключатели бойкового типа с гидравлическими связями (рис. 7-14). При предельном числе оборотов

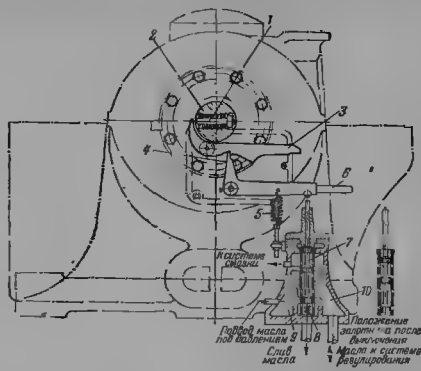


Рис. 7-14. Предохранительный выключатель бойкового типа

боек 1 выключателя 2 отжимает левое плечо рычага 3 и тем самым освобождает замок 4. Под действием пружины 5 рычаг 6 опускает поршень золотника 7, поддерживаемый пружиной 8, вниз. В результате этого доступ масла, поступающего нормально из полости 9 в камеру 10 и систему регулирования, переключается на слив в систему смазки турбины. Слив масла из системы регулирования вызовет закрытие стопорного и регулирующего клапанов.

Глава восьмая

КОНСТРУКЦИИ ПАРОВЫХ ТУРБИН

8-1. ОСНОВНЫЕ ТРЕБОВАНИЯ К КОНСТРУКЦИЯМ ПАРОВЫХ ТУРБИН

Выбор конструкции турбин малой и средней мощности

Для турбин малой и средней мощности выбор больших диаметров дисков благоприятен с точки зрения получения умеренного числа ступеней, компактности конструкции и удешевления ее стоимости, но приводит к малым высотам сопл и лопаток в первых ступенях, к малой степени парциальности регулирующей ступени и к необходимости введения парциальности в следующих ступенях. Применение малых высот сопл и лопаток и особенно введение парциальности существенно понижает к. п. д. этих ступеней и турбины в целом. Поэтому с точки зрения экономичности для турбин малой и средней мощности целесообразно

применять умеренные диаметры дисков, при которых возрастают высоты сопл и лопаток, увеличивается степень парциальности регулирующей ступени и отпадает необходимость в парциальном подводе пара у ступеней давления (начиная со второй). Однако для турбины с числом оборотов 3000 в минуту применение небольших диаметров дисков, благоприятно отражаясь на экономичности, требует большого числа ступеней, что может вызвать значительное усложнение конструкции. Чтобы правильно выбрать оптимальную конструкцию турбины с учетом всех противоречивых требований, предъявляемых к ней, т. е. высокой экономичности, эксплуатационной надежности, простоты конструкции, низкой себестоимости и т. п., выполняют сравнительные технико-экономические расчеты для нескольких вариантов конструкций.

Сопоставление таких расчетов и анализ опыта эксплуатации уже работающих турбин позволяют правильно выбрать оптимальный вариант вновь создаваемой конструкции турбины.

В турбинах малой и средней мощности в качестве регулирующих ступеней нашли распространение двухвенечные диски. Применение последних целесообразно с точки зрения упрощения конструкции турбины. Кроме того, турбины с двухвенечными регулирующими ступенями обладают более устойчивым к. п. д. на переменном режиме работы.

Двухвенечные регулирующие ступени обычно срабатывают большие тепловые перепады ($165-210 \text{ кдж/кг}$ и больше). Это упрощает конструкцию корпуса и концевых уплотнений за счет значительного понижения давления пара внутри турбины и облегчает проектирование сопл и лопаток в первых ступенях давления благодаря увеличению удельного объема пара.

Применение одновенечной регулирующей ступени с умеренным тепловым перепадом ($60-85 \text{ кдж/кг}$) усложняет конструкцию турбины, увеличивает ее стоимость и т. д., что не всегда оказывается целесообразным.

Конструирование последних ступеней турбин небольшой и средней мощности (при нормальном числе оборотов 3000 в минуту) не вызывает каких-либо затруднений. Для малых пропусков пара нет необходимости в применении раздельных потоков пара в последних ступенях или лопаток предельной высоты. Потери тепла с выходной скоростью в последних ступенях таких турбин обычно невелики.

Выбор конструкции турбин большой мощности

Выбор оптимальной конструкции конденсационной турбины большой мощности является весьма сложной задачей. При конструировании такой турбины приходится обращать внимание на конструкцию не только регулирующих, но и последних ступеней. От правильного выбора конструкции этих ступеней в очень большой степени зависит надежность работы турбины, экономичность, стоимость изготовления и т. д.

Конструкции существующих турбин большой мощности чрезвычайно разнообразны, различия их экономичности, стоимости изготовления и ремонтов. Конструкции турбин с дроссельным парораспределением и частичным обходом свежего пара в промежуточную ступень являются уже устаревшими. Турбины с таким парораспределением особенно неэкономичны при нагрузках из-за больших потерь от дросселирования, при номинальных

нагрузках они также работают с пониженным к. п. д.

Турбины с сопловым парораспределением и частичным обходом свежего пара в промежуточную ступень обладают высокими к. п. д. на расчетном режиме, но при перегрузке их к. п. д. также снижается, что является существенным недостатком.

Для обеспечения экономичной работы турбины большой мощности в зоне номинальных нагрузок широкое распространение получили турбины с сопловым парораспределением. В таких турбинах в качестве регулирующей ступени применяются двухвенечные и одновенечные регулирующие диски.

Хотя применение двухвенечного диска существенно упрощает конструкцию турбины, но не всегда достаточно удовлетворительно решает вопрос ее экономичности.

Применение одновенечного диска повышает экономичность турбины, и с этой точки зрения оно целесообразно. Однако чем меньше тепловой перепад на регулирующей ступени, тем выше давление в турбине, больше число ее ступеней, больше толщина стенок корпуса и фланцев, сложнее конструкция переднего уплотнения, что особенно важно для турбин высокого и сверхвысокого давлений. До последних лет в осевых турбинах большой мощности устанавливались двухвенечные регулирующие ступени. Однако в последние годы для повышения экономичности такие турбины стали конструировать с одновенечными регулирующими ступенями.

Конструкция и размеры лопаток, а также канализация пара в последних ступенях конденсационных турбин большой мощности зависят в основном от абсолютного давления пара за лопатками. Для повышения экономичности турбин лопатки последних ступеней конструируются на использование возможно более глубокого вакуума. Углубление вакуума сопровождается значительным ростом удельного объема отработавшего пара и требует больших выходных сечений последних ступеней. В турбинах большой мощности (более 50 Мвт) с глубоким вакуумом применяют разделение расхода пара в последних ступенях на два, три и больше потоков. Например, в конденсационной турбине типа К-800-240 ЛМЗ применил три двухпоточных цилиндра низкого давления, т. е. шесть однотипных потоков в последних ступенях.

Конструирование паровых турбин в Советском Союзе осуществляется в соответствии с утвержденными ГОСТ параметрами пара, типами турбин и их мощностью. Такое упорядочение типов турбин и параметров пара создает благоприятные предпосылки для унификации, т. е. взаимозаменяемости отдельных

узлов и деталей в пределах одной серии турбин. Опыт отечественного турбостроения показал широкую возможность унификации подшипников, лабиринтовых уплотнений, деталей парораспределения и регулирования и особенно профилей и размеров сопл и рабочих лопаток, а также унификации других деталей.

Современное турбостроение базируется на применении высоких и сверхвысоких параметров пара. Известно, что к. п. д. турбоустановки растет с повышением параметров свежего пара и развитием регенеративного подогрева питательной воды. Поэтому желательно повышать давление и температуру свежего пара до предельно возможных значений и увеличивать число отборов для подогрева питательной воды, а также использовать тепло отбираемого пара для технологических целей и подогрева сетевой воды в установках с подогревателями.

Предельно допустимая температура свежего пара лимитируется качеством металлов, применяемых в турбостроении, их стоимостью и технологической обработки. Повышение давления приводит к увеличению влажности отработавшего пара, усложняет конструкцию турбины, лабиринтовых уплотнений и фланцевых соединений ЦВД турбины.

В современных турбинах высокого давления видимая (расчетная) по h_s -диаграмме влажность отработавшего пара достигает 12—14%. При давлении пара не выше 90 бар и температуре не ниже 500°C турбины можно строить без промежуточного перегрева пара. Применение более высокого давления даже при повышении температуры свежего пара приводит к росту влажности отработавшего пара, а следовательно, к увеличению потерь от влажности, понижению к. п. д. турбины и быстрому эрозийному износу лопаток последних ступеней. Поэтому для турбин с давлением свежего пара выше 100 бар часто применяют промежуточный перегрев пара.

От температуры свежего пара и температуры промежуточного перегрева зависит выбор материала корпусов турбин, роторов, а также диафрагм, сопловых и рабочих лопаток первых ступеней. В последнее время установлено, что для температуры свежего пара и промежуточного перегрева, не превышающей 565—560°C, можно применять менее дорогие и технологически хорошо освоенные стали перлитного класса. Температуры свежего пара и промежуточного перегрева выше 565°C требуют применения дорогостоящих и трудно обрабатываемых сталей аустенитного класса.

Построенные в настоящее время турбины с давлением 127,5 бар и температурой 565°C,

с промежуточным перегревом до 565°C и развитой системой регенерации позволяют существенно повысить к. п. д. турбоустановок.

8-2. КОНДЕНСАЦИОННЫЕ ТУРБИНЫ КТЗ

Конденсационные турбины КТЗ мощностью до 12 Мвт используются для привода электрических генераторов, устанавливаемых на тепловых электростанциях. Номинальная скорость вращения этих турбин составляет 3000 об/мин, они имеют одинаковые расчетные параметры свежего и отработавшего пара: давление и температура пара перед турбиной $p_0 = 34,3$ бар, $t_0 = 435^\circ\text{C}$, давление в конденсаторе $p_k = 0,04 \pm 0,05$ бар.

На рис. 8-1 показан продольный разрез турбины К-6-35, которая приводит в работу электрический генератор мощностью 6 Мвт.

Проточная часть турбины состоит из двухвечной регулирующей ступени и 15 ступеней давления. Турбина снабжена тремя регенеративными отборами пара: первый отбор — за 7-й, второй — за 10-й и третий — за 13-й ступенью. Подогрев питательной воды достигает 146°C.

Передний подшипник турбины комбинированный, опорно-упорного типа. Упорный диск имеет радиальные сверления и служит одновременно главным масляным насосом и регулятором числа оборотов. Такая конструкция характерна для всех турбин КТЗ.

Расход пара при номинальной мощности составляет 27,2 т/ч, а его удельный расход 4,17 кг/(квт·ч).

Удельный расход тепла, характеризующий экономичность установки, не превышает 12300 кДж/(квт·ч). Расход охлаждающей воды через конденсатор 1970 м³/ч при температуре на входе 20°C.

8-3. КОНДЕНСАЦИОННЫЕ ТУРБИНЫ УТМЗ

УТМЗ выпускает конденсационные турбины мощностью 12 Мвт, а в последнее время — крупные теплофикационные турбины.

На рис. 8-2 показан продольный разрез турбины К-12-35 мощностью 12 Мвт на 3000 об/мин. Расчетные параметры свежего пара составляют 34,3 бар и 435°C.

Турбина имеет сопловое парораспределение с четырьмя регулирующими клапанами, управление которыми осуществляется от главного сервомотора речной передатчей.

Проточная часть турбины состоит из двухвечной регулирующей ступени и 17 ступеней давления.

В турбине предусмотрено четыре нерегулируемых отбора пара для подогрева питательной воды.

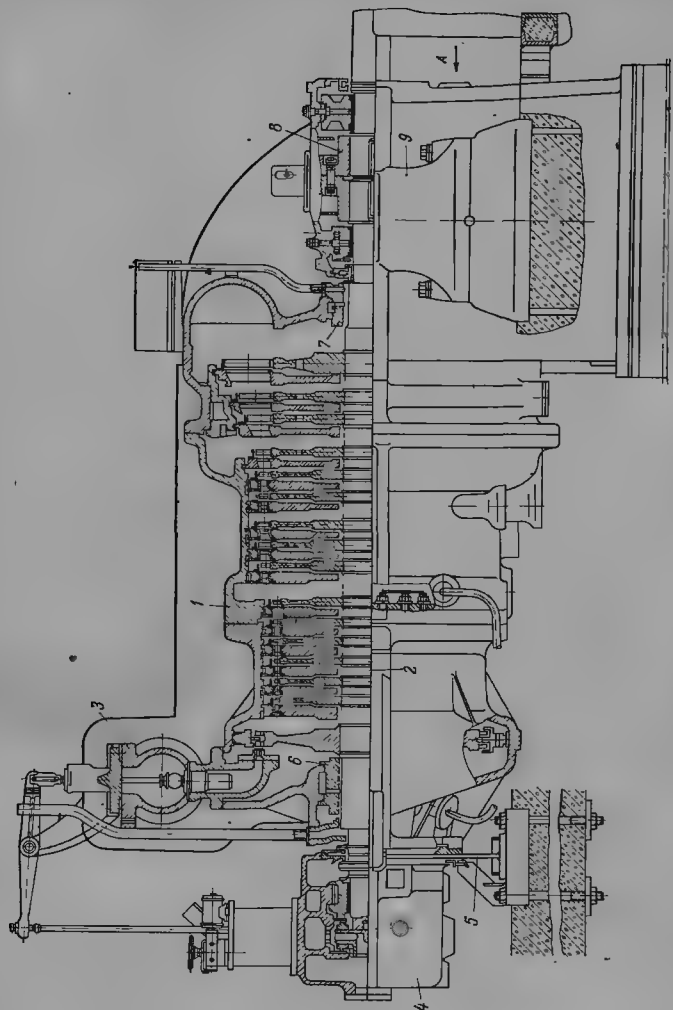


Рис. 8-1. Продольный разрез турбины К-6-35.

1 — корпус турбины; 2 — вал; 3 — клипчатая коробка; 4 — корпус переднего подшипника; 5 — гибкая опора; 6 — переднее концевое уплотнение; 7 — заднее концевое уплотнение; 8 — жесткая соединительная муфта; 9 — опорная лапа турбины.

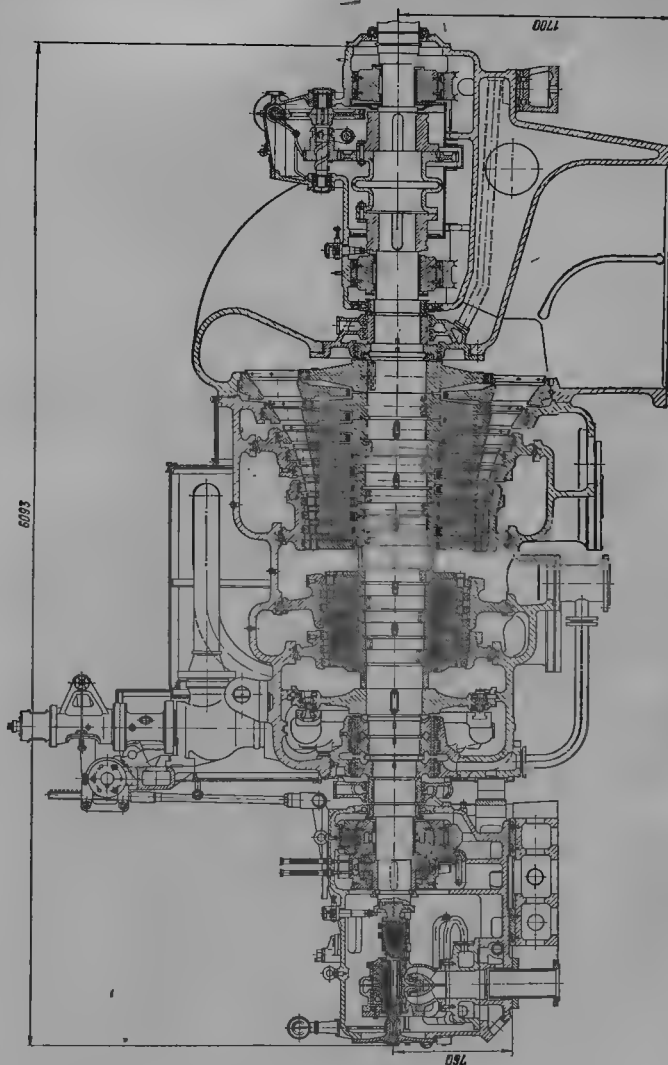


Рис. 8-2. Продольный разрез турбины типа К-12.35 УТМЗ.

Концевые уплотнения — лабиринтовые, с насадными втулками. Со стороны высокого давления из концевых уплотнений предусмотрен отсос пара в патрубок второго регенеративного отбора.

Все диски насажены на вал в горячем состоянии и закреплены: продольными шпонками. Передний подшипник турбины — комбинированный, опорно-упорный, вкладыш опорной части подшипника имеет сферические поверхности. Вкладыш заднего опорного подшипника турбины жестко закреплен в корпусе.

Роторы турбины и генератора соединены полугибкой муфтой. В корпусе заднего подшипника (между вкладышем подшипника и фланцем муфты) предусмотрен специальный указатель для наблюдения за изменением удлинения ротора относительно корпуса.

Турбина снабжена валоповоротным устройством. На переднем конце вала между опорно-упорным подшипником и штицевой муфтой масляного центробежного насоса установлены бойки предохранительных выключателей.

В корпусе переднего подшипника имеется реле осевого сдвига для автоматического отключения турбины при осевом смещении ротора.

Турбина снабжена гидродинамическим регулированием, схема которого разработана заводом в содружестве с ВТИ.

8.4. КОНДЕНСАЦИОННЫЕ ТУРБИНЫ ХТГЗ

Турбина К-150-130 (ПБК-150)

В 1958 г. завод изготовил первый образец одновальной двухцилиндровой турбины мощностью 150 Мет на 3000 об/мин с восемью регенеративными отборами пара (рис. 8-3).

Турбина рассчитана на работу со свежим паром 127,4 бар и 565°C и выполнена с промежуточным перегревом при температуре 565°C и давлением 29,5 бар. Давление в конденсаторе при номинальной нагрузке, при расходе охлаждающей воды 20 800 м³/ч и ее температуре на входе 12°C составляет 0,035 бар.

Парораспределение турбины сопловое. Цилиндр высокого давления состоит из части высокого давления и части среднего давления. ЧВД — двухкорпусная, в ней расположены одновенечная регулирующая ступень и шесть ступеней давления. После ЧВД пар направляется в промежуточный пароперегреватель, где его температура повышается до 565°C. Из промперегрева пар поступает в ЧСД, проходит через восемь ступеней давления и направляется в часть низкого давления. ЧНД представляет собой двухпоточный цилиндр низкого давления, в каждом потоке которого имеется шесть ступеней давления.

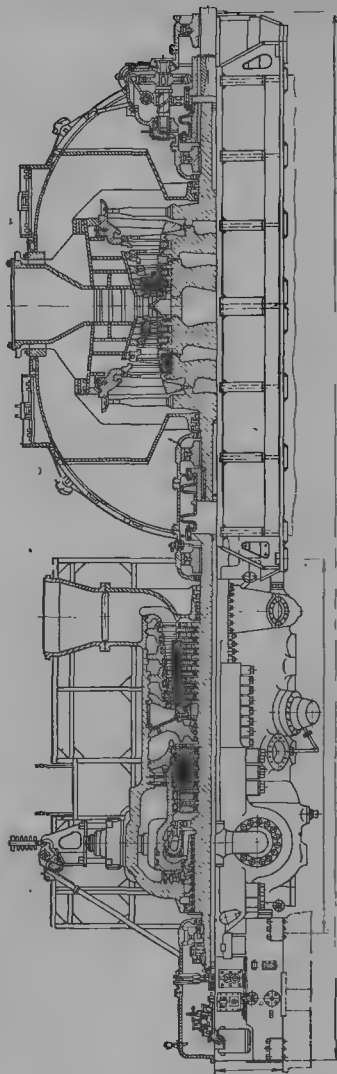


Рис. 8-3. Продольный разрез турбины К-150-130-2 (ПБК-150)ХТГЗ.

Гарантийные данные по экономичности турбины К-160-130-2

Режим	Справочные данные		Гарантийные условия				Гарантийный удельный расход тепла, $\text{кДж/кВт}\cdot\text{ч}$
	Расход пара через стопорный клапан, т/ч	Температура подогрева питательной воды, $^{\circ}\text{C}$	К. п. д. генератора, по которому исчислены гарантии, %	Потеря давления в системе промперегрева, бар	Давление пара перед соплами ЧСД, бар	Температура перед соплами ЧСД, $^{\circ}\text{C}$	
165	470,4	230,0	99,0	4,9	27,0	565	8 240
150	427,4	225,5	99,0	4,4	23,7	565	8 420
125	355,5	216,0	98,9	3,6	20,1	544	8 470
100	288,5	206,0	98,7	2,9	14,9	522	8 650

Примечания: 1. Заход гарантирует расход тепла с допуском $\pm 1\%$, см. [Л. 29]

2. Гарантии приведены для следующих условий работы турбины: $p_0=130 \text{ кгс/см}^2$; $t_0=565^{\circ}\text{C}$; $t_0=12^{\circ}\text{C}$ (температура охлаждающей воды при входе в конденсатор); $Q_{\text{вн}}=20\,810 \text{ м}^3/\text{ч}$ (расход охлаждающей воды через конденсатор).

В турбине предусмотрено восемь нерегулируемых отборов пара для подогрева питательной воды. При мощности 150 Мвт с включенной регенерацией и испарителями и отключенными бойлерами температура питательной воды составляет 227°C .

Давления пара в регенеративных отборах при указанном режиме составляют: в первом 31,8 бар, во втором 20,9 бар, в третьем 12,2 бар, в четвертом (на деаэратор) 7,4/5,9 бар, в пятом 4,5 бар, в шестом 1,4 бар, в седьмом 0,71 бар и в восьмом 0,33 бар.

В процессе освоения турбины К-150-130 на электрических станциях завод нашел возможным повысить их экономичность и мощность главным образом за счет модернизации тепловой схемы. До модернизации пар для первого регенеративного отбора поступал из выпускного патрубка ЧВД при температуре 371°C , а для второго — из камеры за первой ступенью ЧСД при температуре 436°C (в ЧСД пар поступает после промперегрева с температурой 565°C , поэтому температура второго отбора оказывалась выше, чем температура первого). После модернизации тепловой схемы два подогревателя высокого давления стали обогреваться паром только первого отбора, а второй регенеративный отбор был отключен. Таким образом, современная модернизированная паровая турбина имеет семь регенеративных отборов, ее номинальную мощность удалось повысить со 150 до 160 Мвт, и она получила новое наименование К-160-130-2.

Работа деаэратора обеспечивается паром третьего отбора при давлении 5,9 бар; на случай снижения нагрузки к деаэратору предусмотрен подвод пара из второго отбора. Тепло из четвертого и пятого отбора также в основном используется для подогрева питательной воды, но, кроме того, до 50 Мдж/ч тепла может быть направлено в подогревательную установку для подогрева сетевой воды.

Пар к промежуточному перегревателю отводится из камеры за седьмой ступенью ЦВД. Камера образована разделительной диафрагмой, которая для устранения большого температурного перепада экранирована со стороны камеры ЧСД, куда подводится пар после промперегрева при температуре 565°C .

Для сокращения времени пуска предусмотрен прогрев фланцев и шпилек турбины.

Ротор ЧВД — цельнокованный, массой 12,8 т. Расстояние между осями подшипников 5110 мм. Ротор ЧНД сварен из отдельных кованых дисков без центрального отверстия, масса его 36 т. Расстояние между осями подшипников 4076 мм.

Диаметр средней окружности и высота лопатки последней ступени составляют $d_2 = 2125$ и $l_2 = 780$ мм. Отношение d_2 к l_2 равно 2,73. К моменту изготовления турбины эта лопатка, изготовленная из нержавеющей стали, являлась самой длинной для турбины, рассчитанных на 3000 об/мин. Торцовая площадь выпуска каждого потока составляет $5,21 \text{ м}^2$, а для двух потоков $10,42 \text{ м}^2$.

Роторы ЧВД, ЧНД и генератора соединены между собой полугибкими муфтами.

Концевые уплотнения турбины зубчатого типа, безвтулочные и не имеют вестовых труб. Из концевых уплотнений паровоздушная смесь при давлении 0,97 бар отсасывается специальным (сальниковым) эжектором. Система отсоса из уплотнений работает автоматически при любых режимах нагрузки.

Вкладыши опорных подшипников — с шаровыми опорами. Упорный подшипник комбинированный и выполнен за одно целое с передним опорным подшипником.

Турбина снабжена валоповоротным устройством, установленным в корпусе подшипника ЧНД со стороны генератора.

Гарантийные данные по экономичности турбины К-160-130-2 приведены в табл. 8-1.

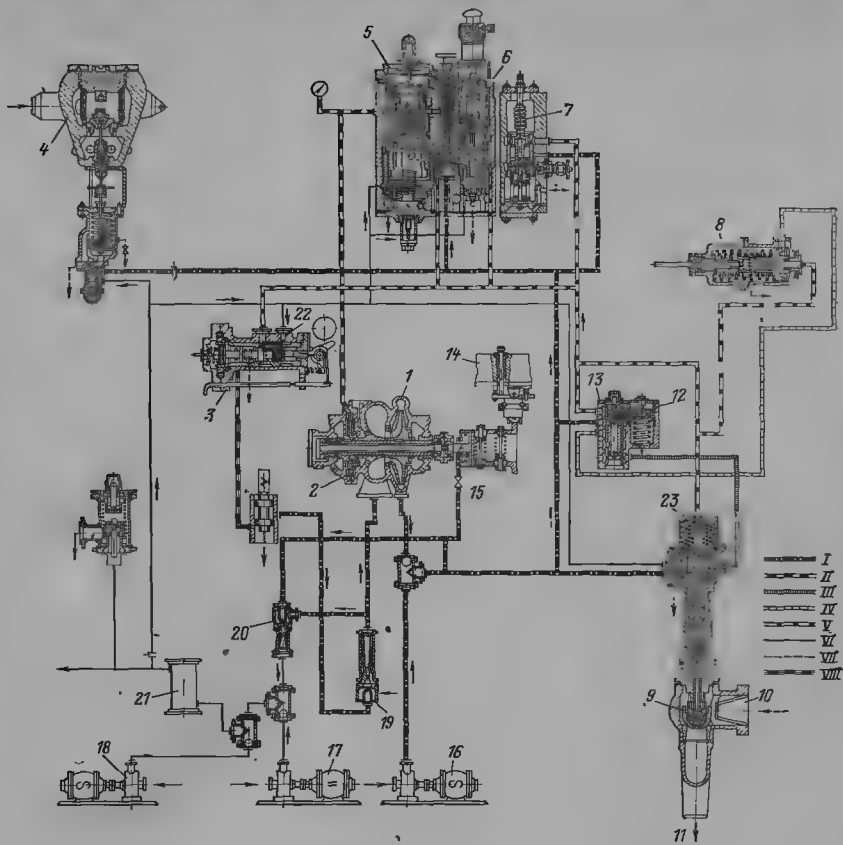


Рис. 8-4. Схема регулирования турбины К-160-130-2 (ХТГЗ).

1 — центробежный главный масляный насос; 2 — импеллер (регулятор скорости); 3 — ограничитель мощности; 4 — стопорный клапан; 5 — регулятор скорости; 6 — гидравлический автомат безопасности; 7 — вакуум-регулятор; 8 — сервомотор регулирующих клапанов; 9 — защитный клапан промпрегрева; 10 — подвод пара после промпрегрева; 11 — подвод пара в ЧСД; 12 — ускоритель; 13 — отсечной золотник; 14 — датчик реле осевого сдвига; 15 — регулятор безопасности; 16 — пусковой масляный насос; 17 — аварийный масляный насос; 18 — резервный масляный насос; 19 — главный инжектор смазки; 20 — инжектор смазки; 21 — маслоохладитель; 22 — золотник предохранительных выключателей; 23 — сервомотор основного клапана.

В турбине применена гидродинамическая система регулирования с двойным усилением, которая показана на рис. 8-4.

Центробежный масляный насос 1 приводится в работу от вала турбины. В качестве импульсного органа (регулятора скорости) служит импеллер 2.

Избыточное давление во всасывающем патрубке насоса создается с помощью инжектора

первой ступени 19. Инжектор второй ступени 20 дополнительно повышает давление масла и подает его в подшипники турбины и генератора через маслоохладитель 21.

При пуске и остановке турбины предусмотрены электромагнитные насосы: 16 — для обеспечения работы системы регулирования и 18 — для подачи масла к подшипникам. Кроме того, предусмотрен аварийный электромагнитный на-

сос 17 постоянного тока, вступающий в работу автоматически при обесточивании собственных нужд электростанции.

Давление масла, создаваемое импеллером 2, передается на дифференциальный поршень регулятора скорости 5. При перемещении поршня изменяется открытие сливных сечений из импульсной линии промежуточного звена усиления. В случае повышения числа оборотов турбины и увеличения напора масла за импеллером давление в импульсной линии понижается.

Давление импульсного масла воздействует на верхние кольцевые поверхности поршней дифференциальных сервомоторов, связанных с отсечными золотниками 13. Один из этих золотников управляет поршнем главного сервомотора 8, а другой — поршнем сервомотора клапанов ЧСД. Масло от насоса 1 поступает в среднюю полость промежуточного сервомотора и создает усилие, направленное вверх, поддерживающее его поршни и отсечной золотник 13. Одновременно с этим импульсное масло подводится также к верхней кромке золотника 13 и заполняет верхние кольцевые полости его и ускорителя 12. Эти полости соединены с главным сервомотором 8 и с блоком сервомоторов 23. На поршнях сервомоторов 8 и 23 установлены конусы, которые регулируют слив масла из верхних полостей золотников 12 и 13, что обеспечивает обратную связь, возвращающую поршни промежуточного сервомотора в исходное положение.

Импульсная линия, управляющая регулятором скорости и промежуточными сервомоторами, находится под контролем гидравлического автомата безопасности 6, вакуум-регулятора 7, регулятора давления свежего пара и золотника предохранительных выключателей 22. Такая линия выключения дифференциальных сервомоторов обеспечивает однозначность перемещения дифференциальных поршней, находящихся под воздействием общей линии импульсного масла.

Для закрытия регулирующих клапанов турбины поршни главных сервомоторов 8 нагружены цилиндрическими пружинами. Их подъем производится давлением масла, которое управляется отсечными золотниками.

На одном из головных образцов турбины К-150-130 вместо масла в системе регулирования была опробована вода (конденсат турбины)¹. Для использования воды в системе регулирования турбины между импульсным насосом (импеллером) 2 и регулятором скорости 5 был установлен мембранный разделитель. Таким образом импульсные колебания давле-

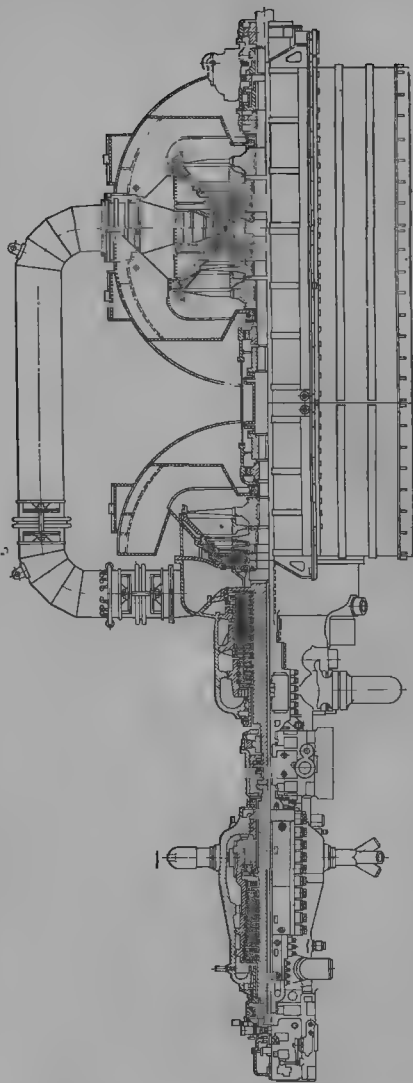


Рис. 8-5. Продольный разрез турбины К-300-240 ХТГЗ.

¹ Работа по наладке регулирования на воде была проведена ХТГЗ совместно с ВТИ и персоналом ГРЭС.

ния масла в импеллере 2 передавались воде через мембрану разделителя. Проведенные исследования работы регулирования на воде дали положительные результаты.

Турбина К-300-240

Турбина мощностью 300 Мвт на 3000 об/мин представляет собой одновальный агрегат с тремя выпусками отработавшего пара (рис. 8-5). Она предназначена для работы в блоке с котлом производительностью 900 т/ч, рассчитана на параметры свежего пара с давлением 235 бар и температурой 560°C. Пройдя ЦВД, пар с давлением 39,2 бар направляется на промпрегрев и возвращается из котла в ЦСД с температурой 565°C и с давлением 34,3 бар. Давление в конденсаторе при номинальной мощности 300 Мвт и температуре охлаждающей воды 12°C составляет 0,035 бар.

Первый турбоагрегат К-300-240 изготовлен заводом в 1960 г.

Парораспределение турбины — сопловое. Проточная часть ЦВД состоит из одновенечной регулирующей ступени и десяти ступеней давления. В ЦСД имеется семнадцать ступеней, из них двенадцать в ЧСД и пять — одного из трех потоков в ЧНД. Цилиндр низкого давления — двухпоточный, имеет по пять ступеней в потоке.

Роторы ЦВД и ЦСД — цельнокованные, с пятью насадными дисками в части низкого давления ЦСД. Ротор низкого давления двухпоточный, с насадными дисками.

Критические числа оборотов всей системы роторов турбоагрегата составляют:

Пеп. раше поаблиа ротора	Критические шела оборотр об/мин
1-е	$n_{кр}^I = 1555$
2-е	$n_{кр}^{II} = 1870$
3-е	$n_{кр}^{III} = 2110$
4-е	$n_{кр}^{IV} = 2180$
5-е	$n_{кр}^V = 4460$

Все критические числа оборотов имеют достаточный запас от рабочего (3000 об/мин).

Диаметр лопаток последней ступени по средней окружности $d = 2550$ мм, высота рабочей лопатки $l = 1050$ мм.

Три последние ступени имеют суммарно площадь выпуска, равную $F = 3\pi \cdot 255 \cdot 1,05 = 25,2$ м², что обеспечивает работу турбины с глубоким вакуумом и умеренными потерями тепла с выходной скоростью.

В турбине предусмотрено восемь нерегулируемых отборов пара для подогрева пита-

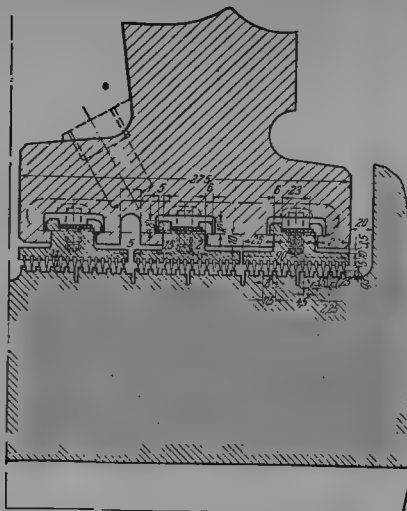


Рис. 8-6. Элемент конструкции лабиринтового уплотнения турбин высокого давления ХТГЗ К-160-130-2, К-300-240 и К-500-240.

тельной воды до 265°C и для теплофикации. Отдача тепла для теплофикации может достигать 63 Гдж/ч.

Турбина рассчитана на максимальный расход пара 890 т/ч. Гарантийный удельный расход тепла турбоустановки при включенных бойлерах и испарителях составляет 7680 кдж/(квт·ч), подробнее см. табл. 8-2.

Роторы ЦВД и ЦСД соединены жесткой муфтой, что позволило применить для их установок в цилиндрах три опорных подшипника. Средний из них является комбинированным опорно-упорным.

Роторы ЦСД и ЧНД, а также ЧНД и генератора соединяются полугибкими муфтами.

Турбоагрегат снабжен валоповоротным устройством с числом оборотов 3,4 об/мин.

Концевые лабиринтовые уплотнения в системе отсосов имеют обычную конструкцию ХТГЗ, как и в турбинах К-160-130-2 и К-500-240. Элемент конструкции уплотнения валов показан на рис. 8-6.

В турбине К-300-240 предусмотрен обогрев фланцев и шпильек ЦВД и головной части ЦСД.

В системе регулирования турбины вместо масла применена вода (конденсат), что значительно снижает пожароопасность турбоагрегата.

Гарантийные данные по экономичности турбины К-300-240 ХТГЗ

Мощность на валу генератора, Мвт	Расход пара через стопорный клапан, т/ч	Температура питательной воды, °С	Температура пара после промпрегрева, °С	Давление пара перед блоком клапанов ЦВД, бар	Потери давления от ЦВД до блока клапанов промпрегрева ЦВД, бар	К. п. д. генератора, %	Внутренняя мощность приводной турбины, кат	Внутренний к. п. д. приводной турбины, %	К. п. д. питательного насоса, %	Удельный расход тепла, кдж/(квт·ч)
300	865	266	565	35,8	3,8	98,75	9 600	82,0	80,0	7 700
250	702	252	565	28,2	3,1	98,73	7 460	81,7	79,0	7 800
200	550	232	565	21,7	2,4	98,65	6 090	81,6	72,5	7 290

Примечание. Завод гарантирует расход тепла с допуском 2 % см. [Л. 29].

Турбина К-500-240

Одновальная конденсационная паровая турбина 500 Мвт, рабочее число оборотов 3000 (рис. 8-7, вкладка). Турбина четырехцилиндровая, из них два цилиндра низкого давления двухпоточного типа. ЦВД и ЦСД имеют расходившиеся потоки пара, что значительно разгружает упорный подшипник от осевого усилия как и в турбине К-300-240. Турбина рассчитана на работу с параметрами свежего пара 235 бар и 560 °С и имеет при давлении 35,3 бар промежуточный перегрев пара до температуры 565 °С. Высоты рабочих лопаток последней ступени и ее средний диаметр составляют $l = 1050$ мм и $d = 2550$ мм, т. е. столько же, как и у турбины К-300-240. Абсолютное давление в конденсаторе 0,035 бар.

Проточная часть турбины состоит из одновальной регулирующей ступени, десяти ступеней давления ЦВД, одиннадцати ступеней давления в ЦСД и по пяти ступеней давления в каждом потоке обоих двухпоточных ЦНД.

Свежий пар поступает в турбину по четырем паровпускным патрубкам, соединенным с наружным корпусом ЦВД сварным швом, а с сопловыми камерами, отлитыми во внутреннем корпусе,—подвижным соединением, уплотненным поршневыми кольцами. Подача пара в ЦНД осуществляется по двум ресиверам.

Турбина имеет сопловое парораспределение. Два стопорных и восемь регулирующих

клапанов свежего пара устанавливаются в виде двух блоков по обе стороны ЦВД. После промежуточного перегрева пар поступает в ЦСД через три клапана промпрегрева.

Для привода питательного насоса турбоагрегат К-500-240 имеет специальную турбину конденсационного типа, работающую на паре из третьего регенеративного отбора основной турбины. Приводная турбина питательного насоса имеет свои регенеративные отборы и собственный конденсатор.

Роторы ЦВД и ЦСД цельнокованные, роторы ЦНД изготовлены с насадными дисками. Четыре ротора турбины соединены между собой жесткими муфтами и опираются на семь опорных подшипников скольжения с шаровыми вкладышами. Ротор турбины имеет один упорный подшипник, расположенный между ЦВД и ЦСД. Электрический генератор типа ТГВ-500. Критические числа оборотов валопровода составляют 1325, 1730, 1900, 2111, 2312 и 4605 в минуту.

Турбина имеет два фикс-пункта, расположенных на боковых опорных плитах первого и четвертого выпускных патрубков ЦНД, вблизи осей паровпусков.

В турбине предусмотрено девять регенеративных отборов пара для подогрева питательной воды до температуры около 272 °С и для других хозяйственных и собственных нужд.

Расчетные гарантийные расходы тепла приводятся заводом при температуре свежего пара 560 °С и при работе турбины только с во-

Таблица 8-3

Гарантийные данные по экономичности турбины К-500-240 ХТГЗ

Мощность на валу генератора, Мвт	Расход пара через стопорный клапан, т/ч	Температура питательной воды, °С	Температура пара после промпрегрева, °С	Давление пара перед блоком клапанов ЦВД, бар	Потери давления от ЦВД до блока клапанов промпрегрева ЦВД, бар	К. п. д. генератора, %	Удельный расход тепла, кдж/(квт·ч)* (прито)	Внутренняя мощность турбины питательного насоса, кат	Внутренний к. п. д. турбины питательного насоса, %	К. п. д. питательного насоса, %
500	1 400	248	565	37,4	4,2	98,8	7 720	17 250	82,0	79,3
400	1 100	235	565	29,1	3,3	98,7	7 840	12 700	81,7	76,5
300	820	221	565	22,3	2,5	98,6	8 000	9 900	81,2	71,0

* Завод гарантирует расход тепла с допуском 3 % [Л. 29].

семью регенеративными отборами пара (первый отбор отключен), т. е. даются при упрощенной тепловой схеме (табл. 8-3). Для гарантийного режима работы турбогенератора все предусмотренные заводом дополнительные отборы пара на испарители, бойлеры, сушку топлива, подогрев мазута и т. д. отключены.

8-5. КОНДЕНСАЦИОННЫЕ ТУРБИНЫ ЛМЗ

Турбина К-200-130-3

Турбина К-200-130-3 мощностью 200 Мвт на 3000 об/мин является одновальным агрегатом. Турбина рассчитана на давление и температуру свежего пара 127,4 бар и 565 °С и абсолютное давление в конденсаторе 0,035 бар. Промежуточный перегрев пара производится до 565 °С. Турбина работает в блоке с котельным агрегатом паропроизводительностью 640 т/ч.

Продольный разрез турбины см. рис. 8-8 (вкладка). Турбина трехкорпусная с раздвоенным потоком пара в ЦНД и отводами части пара через верхние ярусы предпоследних ступеней Баумана непосредственно в конденсаторы.

Свежий пар поступает через два клапана автоматического затвора, расположенных в передней части ЦВД. От этих клапанов пар по четырем трубам поступает к четырем регулирующим клапанам, расположенным на ЦВД сварно-литой конструкции, с вварными сопловыми коробками, к которым приварены паровые коробки. Сопловой аппарат первой ступени состоит из четырех сегментов и находится в сопловых коробках.

Проточная часть ЦВД состоит из регулирующей ступени и одиннадцати ступеней давления. Диафрагмы установлены в трех обоях. Ротор ЦВД — цельнокованный, изготовлен из стали марки Р2 и имеет критическое число оборотов 1750 в минуту.

Концевые уплотнения ЦВД — безвтулочного типа: на концах вала выточены кольцевые канавки, а уплотнительные сегменты установлены в обоях и удерживаются плоскими пружинами.

Пар с давлением 24,5 бар и температурой 340 °С из ЦВД направляется в промежуточный пароперегреватель котла. Перегретый пар с давлением 20,8 бар и температурой 565 °С через два предохранительных клапана по четырем трубам поступает к регулирующим клапанам ЦСД.

В ЦСД размещается одиннадцать ступеней давления. Диафрагмы первых трех ступеней установлены в выточках корпуса, а диафрагмы последующих восьми ступеней закрепляются в двух обоях. Ротор ЦСД — комбинированный: первые семь дисков выточены из одной

поковки с валом, а последние четыре диска насажены на вал в горячем состоянии. Критическое число оборотов ротора 1780 в минуту. Переднее концевое уплотнение безвтулочное; уплотнение вала со стороны выпускного патрубка — втулочное.

Пар с давлением 1,6 бар и температурой 235 °С из ЦСД по перепускным трубам диаметром 1500 мм подводится к центральной части ЦНД и разветвляется на два потока. В каждом потоке расположено по четыре ступени. Отработавший пар из выпускных патрубков турбины направляется в два конденсатора, приваренных к выпускным патрубкам.

Корпус ЦНД состоит из трех разъемных частей: средняя часть литая, из чугуна марки СЧ-21-40, а выпускные патрубки сварные. Восемь дисков ротора низкого давления насажены на вал в горячем состоянии, что обеспечивает необходимый натяг при рабочем числе оборотов. Диски закреплены на валу при помощи радиальных шпонок. Критическое число оборотов ротора 1610 в минуту. Концевые уплотнения втулочного типа. Втулки насажены на вал в горячем состоянии.

Роторы высокого, среднего и низкого давления лежат на пяти опорных подшипниках: ротор низкого давления — на двух, а роторы высокого и среднего давления — на трех. Роторы высокого и среднего давления соединены жесткой муфтой. Подвод пара в ЦВД и ЦСД производится со стороны среднего комбинированного подшипника. Такое расположение позволило уменьшить длину агрегата на 1,5 м и разгрузить упорный подшипник от осевого усилия. Это особенно важно при наличии повышенной реакции на рабочих лопатках.

Роторы ЦСД и ЦНД, а также роторы ЦНД и генератора соединены полугибкими муфтами.

Для вращения роторов при прогреве турбины и после ее остановки предусмотрено валоповоротное устройство, смонтированное на корпусе заднего подшипника ЦНД.

Средний диаметр последней ступени равен 2100 мм при высоте рабочей лопатки 765 мм. Отношение $d/l=2,75$, а окружная скорость на среднем диаметре $u=330$ м/сек. Наибольший диаметр по вершине рабочих лопаток последней ступени со стороны выхода пара составляет 2870 мм, а максимальная окружная скорость на вершине лопатки $u_{\text{макс}}=450$ м/сек. Масса ротора турбины низкого давления в собранном виде составляет 36 т.

Полезная мощность по цилиндрам турбины составляет: на валу ЦВД 62 Мвт, на валу ЦСД 91 Мвт и на валу ЦНД 51 Мвт.

Гарантийные данные по турбине см в табл. 8-4.

Основные детали турбины, работающие в зонах высоких температур, изготовлены из

Режим	Справочные данные		Гарантийные условия			Гарантийный удельный расход топлива кг/кВт(ккал-ч)
	Мощность или эл.мощность генератора, Мвт	Расход пара через стопорный клапан, т/ч	Температура питательной воды за последним подогревателем, °C	Температура пара после пропарива- теля на входе в ЦСД, °C	Потери давления на участке от выхода из ЦВД до отсечных клапанов ЦСД (%), от давления перед клапанами ЦСД	К. п. д. генератора, по которому исчисляются гарантии, %
210	592	240	565	9%	98,8	8 045
200	561	237	565	9%	98,8	8 045
175	480	227	565	9%	98,78	8 065
150	408	218	565	9%	98,75	8 160

Примечание. Завод гарантирует расход тепла с допуском 1,5 % [Л. 29].

легированных сталей перлитного класса. Корпус высокого давления, сопловые и паровые коробки, корпуса клапанов и корпус среднего давления до вертикального разреза изготовлены из жаропрочной хромомолибденованадиевой стали марки 15Х1М1Ф. Роторы турбины изготовлены из стали Р2. Все насадные диски изготовлены из стали 34ХНЗМ. Применение сталей перлитного класса для изготовления турбины позволило значительно снизить ее стоимость.

Схема регулирования турбины К-200-130-3 в отличие от схем регулирования турбин без промежуточного перегрева пара включает дополнительную защиту турбины от повышения числа оборотов паром из паропроводов промежуточного перегрева (рис. 8-9, вкладка). На ЦСД установлены четыре регулирующих клапана, которые управляются тем же сервомотором, что и регулирующие клапаны ЦВД. Кроме того, на паропроводах промежуточного перегрева перед ЦСД установлены два предохранительных клапана, перекрывающих пар в конденсатор в случае полного сброса нагрузки. Эти клапаны работают так же, как и автоматические стопорные клапаны свежего пара.

Для снабжения турбины маслом предусмотрен главный масляный насос центробежного типа производительностью 7 000 л/мин. Он установлен в корпусе переднего подшипника, и его ротор соединен муфтой с ротором турбины. Масло на регулирование подается с давлением 19,6 бар, масло на подшипники поступает от двохвостного инжектора, установленного в масляном баке турбины. В системе масло-снабжения нет избыточного редуктора и редукционного клапана, что повышает надежность ее работы.

Для пуска турбины и останова предусмотрен пусковой центробежный масляный электронасос. При падении давления масла на смазку подшипников ниже 0,45 бар автоматически включается в работу аварийный электро-

насос, работающий от сети переменного тока. На случай обесточивания фидеров собственных нужд станции установлен резервный масляный насос с электродвигателем постоянного тока, который питается от аккумуляторной батареи и автоматически включается в работу при падении масла на подшипники до 0,45 бар.

Турбина К-300-240

Конденсационная трехцилиндровая турбина К-300-240 мощностью 300 Мвт на 3 000 об/мин (рис. 8-10) предназначена для привода генератора переменного тока типа ТВЗ-320-2 с вихревым охлаждением завода «Электросила» им. С. М. Кирова.

Турбина одновального типа с промежуточным перегревом пара, тремя паровыпусками и восемью отборами для подогрева питательной воды до 265°C предназначена для установки в блоке с котлом паропроизводительностью 950 т/ч.

Турбина рассчитана на параметры $p_0 = 235$ бар, $t_0 = 560^\circ\text{C}$, $t_{\text{в.п.}} = 565^\circ\text{C}$ и конечное давление 0,035 бар при температуре охлаждающей воды $t_{\text{ох}} = 12^\circ\text{C}$.

Кроме того, в турбине предусмотрены дополнительные отборы пара для целей теплофикации в количестве 63 Гдж/ч и для целей сушки топлива при давлении 5,3 бар в количестве до 60 т/ч.

Турбина имеет сопловое парораспределение. Пар в турбину поступает через семь регулирующих клапанов, к которым он подводится от двух автоматических стопорных клапанов. Подвод пара осуществляется к средней части ЦВД, затем он проходит через одновальную регулируемую ступень и пять ступеней давления левой части внутренней рубашки цилиндра, после чего изменяет направление на 180° и проходит через шесть ступеней давления правого потока ЦВД. Из ЦВД пар с абсолютным давлением 39 бар поступает в промежуточный перегреватель и возвращается в ЦСД

с давлением 35 бар и температурой 565 °С. Пройдя дублированную защиту (два стопорных и два отсечных клапана), пар поступает в ЦСД. После 12-й ступени ЦСД пар разветвляется на три потока: одна треть проходит через последние пять ступеней ЦСД, а две трети направляются в двухпоточный ЦНД, имеющий по пять ступеней в каждом потоке. Отработавший пар турбины по трем выпускным патрубкам поступает в один общий конденсатор.

Средний диаметр последней ступени $d = 2480$ мм, высота рабочей лопатки $l = 960$ мм.

Роторы высокого и среднего давлений — цельнокованные, на последнем пять дисков ЦНД — насадные. Роторы высокого и среднего давлений соединены жесткой муфтой. Ротор среднего давления с ротором низкого давления соединен полугибкой муфтой.

Все три ротора высокого, среднего и низкого давлений выполнены гибкими, и их критические числа оборотов составляют соответственно 1700, 1620 и 1870 об/мин.

Концевые уплотнения ротора высокого давления и переднее ротора среднего давления безутлоочные, а ротора среднего давления со стороны отработавшего пара и ротора низкого давления втулочного типа. Все концевые уплотнения роторов бескаманного типа. В соответствующие камеры всех концевых уплотне-

ний подводится пар из коллектора с абсолютным давлением около 1 бар. В крайних концевых камерах уплотнений роторов специальным вентилятором, отсасывающим паровоздушную смесь в вакуумный охладитель, поддерживается небольшое разрежение, около 7%.

Суммарное осевое усилие роторов воспринимается упорным подшипником, расположенным между роторами высокого и среднего давлений в комбинации с опорным подшипником. Для разгрузки подшипника от осевого усилия в передней части уплотненный ротора среднего давления предусмотрен разгрузочный поршень.

Фикс-пункт турбины расположен на боковых рамах задней части ЦНД, тепловые расширения цилиндров направлены в основном в сторону переднего подшипника и незначительно в сторону генератора.

Регулирование турбины, маслоснабжение и ее защита выполнены аналогично турбине К-200-130-3.

Расход пара через турбину при расчетных параметрах и мощности 300 Мвт составляет 890 т/ч.

Максимально допустимая мощность турбины 320 Мвт при максимальном расходе свежего пара 930 т/ч. Гарантийный удельный расход тепла (брутто) составляет $q_0 = 7680$ кДж/(кВт·ч), подробнее см. табл. 8-5.

Таблица 8-5

Гарантийные данные по экономичности турбины К-300-240 ЛМЗ

Режим	Справочные данные		Гарантийные условия			Гарантийный удельный расход тепла, кДж/(кВт·ч)
Мощность на валу генератора, Мвт	Расход пара через стопорный клапан, т/ч	Температура питательной воды за последним подогревателем, °С	Температура пара после промывки на входе в ЦСД, °С	Потери давления на участке от выхода из ЦНД до отсечных клапанов ЦСД (%), от давления перед клапанами ЦСД	К п. л. генератора, по которому исчисляется гарантия, %	
300	890	265	565	12,5	98,8	7710
250	720	262	565	12,5	98,8	7845
200	573	239	565	12,5	98,7	8960

Примечание. Завод гарантирует расход тепла с допуском 2 % [Л. 29].

Двухвальная конденсационная турбина рассчитана на номинальную мощность 800 Мвт для привода двух генераторов переменного тока со скоростями вращения роторов 3000/3000 об/мин. Турбина рассчитана на параметры свежего пара: давление 235 бар и температуру 560°C. После промпрегрева перед автоматическими стопорными клапанами ЦСД 33,8 бар и 565°C. Расчетные давления в конденсаторах первого вала 0,03 бар и второго вала 0,037 бар. Расход охлаждающей воды через конденсаторы 90 000 м³/ч. Расчетная температура охлаждающей воды при входе в конденсаторы 12°C. Максимально допустимая температура охлаждающей воды 33°C. Предельно допустимая температура паровыпускной части турбины не должна быть выше 60°C. На рис. 8-11 (вкладка) показан продольный разрез турбины К-800-240-1.

На первом валу турбины расположены четыре цилиндра (ЦВД, ЦСД и два ЦНД); на втором валу три цилиндра (ЦСД и два ЦНД).

Электрическая мощность первого вала 496, а второго 304 Мвт. Турбину можно использовать в работе и с одним первым валом (второй вал остановлен). Мощность турбины при этом не должна превышать 320 Мвт.

Турбина имеет сопловое парораспределение. Свежий пар поступает от двух котлов и подается к четырём параллельно включенным коробкам стопорных клапанов ЦВД. От последних пар направляется к восьми регулирующим клапанам и от них идет к соплам одновентильной регулирующей ступени.

Первый вал турбины приводит генератор переменного тока ТВВ-500-2, а второй вал — генератор ТВВ-320.

Тепловая схема турбоустановки имеет восемь нерегулируемых отборов пара от основной турбины и турбин для привода питательных насосов. Питательная вода нагревается до 270°C.

При номинальных параметрах пара, полностью включенной регенерации и выключенных отборах на подогрев воздуха, на сушку топлива, на разогрев растопочного мазута и

Таблица 8-6

Гарантийные данные по экономичности турбины К-800-240-1

Мощность на валу генераторов, Мвт	Расход пара через автоматические стопорные клапаны, т/ч	Температура питательной воды за последним подогревателем, °С	Гарантийные условия				Гарантийный удельный расход тепла, кдж/(кВт·ч)
			Температура пара после промпрегрева на входе в ЦСД, °С	Потери давления на участке от выхода из ЦВД до отсева клапанов ЦСД, % от давления в сопловой коронке ЦСД	К. п. д. генератора, %		
					ТВВ-500-2	ТВВ 320-2	
800	2 390	270	565	13	98,74	98,8	7 580
700	2 070	262	565	13	98,77	98,8	7 670
600	1 740	252	565	13	98,8	98,8	7 690



Рис 8-12 Общий вид паровой турбины К-800-240-2 ЛМЗ.

Таблица 8-7

на сетевые подогреватели мощность турбины может быть увеличена до 835 Мвт. Максимальный расход пара через турбину составляет 2 500 т/ч.

Гарантийный расчетный расход тепла для турбины приведен в табл. 8-6.

Турбина К-800-240-2

Одновальная конденсационная турбина с промежуточным перегревом пара предназначена для привода генератора переменного тока с частотой 50 гц. Параметры свежего пара 235 бар и 560 °С, а после промпрегрева перед ЦСД 34,3 бар и 540 °С. Расчетное давление в конденсаторе 0,035 бар при температуре охлаждающей воды на входе в конденсатор 12 °С и расходе 90 000 м³/ч. Номинальная мощность турбины на зажимах генератора 800 Мвт.

Турбина пятицилиндровая: один ЦВД, один двухпоточный ЦСД и три двухпоточных ЦНД. Турбина имеет сопловое парораспределение. Конструкция ЦВД турбины аналогична конструкции ЦВД турбины К-300-240 как по подводу пара, так и по организации проточной части. Как и у турбины К-300-240, ЦНД имеют по пять ступеней в потоке. Размеры лопаток последних ступеней турбины одинаковые с турбиной К-300-240, длина рабочей части лопатки 960 мм при среднем диаметре 2480 мм. Общая суммарная торцовая площадь шести выпусков составляет 45 м².

Свежий пар поступает к регулирующей ступени, затем проходит пять ступеней давления левого потока ЦВД и направляется к шести ступеням правого потока (рис. 8-12). Из ЦВД пар поступает в промежуточный пароперегреватель и возвращается к двухпоточному ЦСД. Первые три ступени каждого потока ЦСД находятся во внутреннем корпусе. Пар из ЦСД по трубопроводам перепускается в три двухпоточных ЦНД.

Отборы пара от турбины на регенерацию и турбоприводы

Наименование отбора	Параметры пара в качестве отбора		Количество отбираемого пара, т/ч	Примечание
	Давление, бар	Температура, °С		
ПВД № 8	59,7	365	179,0	За 9-й ступенью
ПВД № 7	36,6	303	212,5	За 12-й ступенью
Турбоприводы	15,9	442	121,0	За 15/24 ступенями
ПВД № 6	15,9	442	73,8	
Дезаэратор	10,6	386	10,0	15,6 т/ч из уплотнений
ПНД № 4	5,8	312	99,2	За 17/26 ступенями
ПНД № 3	2,8	233	84,4	За ЦСД 21-30 ступ.
ПНД № 2	1,12	150	109,3	За 32/37 ступенями
ПНД № 1	0,21	61	80,4	За 34/43 ступенями

Турбина имеет восемь ступеней подогрева питательной воды до 270 °С за счет работы семи регенеративных подогревателей и одного подогрева, осуществляемого в дезаэраторе.

Роторы высокого и среднего давлений цельнокованные, а роторы низкого давления имеют насадные диски.

Общая длина турбины без генератора составляет около 39,5 м, а с генератором 59,5 м. Масса турбины без генератора и вспомогательного оборудования составляет около 1 300 т.

Привод главных питательных насосов производится двумя бистроходными конденсационными турбинами, которые обеспечивают паром из первого отбора ЦСД с параметрами 15,7 бар и температурой 440 °С. Максимальная мощность каждой турбины составляет 15 000 кВт.

Максимальный расход пара через турбину К-800-240-ч составляет 2 500 т/ч, при котором

Таблица 8-8

Гарантийные данные по экономичности турбины К-800-240-2

Режим	Справочные данные				Гарантийные условия			Гарантии	
	Расход пара через автоматический стопорный клапан ЦВД, т/ч	Температура питательной воды за последним по ходу пара подогревателем, °С	Давление перед стопорными клапанами ЦСД, бар	Давление в конденсаторе, бар	Температура перед автоматическими стопорными клапанами ЦВД, °С	Температура пара после промпрегрева, перед ЦСД, °С	Потери давления на участке от выпуска ЦВД до стопорных клапанов ЦСД, в % от давления перед клапанами ЦСД	К. п. д. генератора, по которым исчислены гарантии, %	Удельный расход, кг/кВт·ч
800	2 400	271	32,5	0,0343	560	540	12,7	98,7	7655
700	2 065	260	28,5	0,0314	560	540	12,7	98,7	7760
600	1 740	248	24,3	0,0284	560	540	12,7	98,7	7835

* Соответствует потере давления на участке от ЦВД до стопорных клапанов $\Delta p = 4,3$ бар при максимально 4 расходе пара на турбину $D = 2 500$ т/ч.

** Удельный расход тепла гарантируется с допуском $\pm 2\%$.

может быть получена электрическая мощность около 825 Мвт.

Отборы пара из турбины на регенеративный подогрев питательной воды и на привод двух конденсационных турбин, возвращающих питательные насосы, приведены в табл. 8-7. Отсос воздуха из конденсаторов производится тремя водоструйными эжекторами, включенными параллельно в сборный коллектор отсоса.

Гарантийные данные по удельному расходу тепла представлены в табл. 8-8.

8-6. ТУРБИНЫ ДЛЯ АТОМНЫХ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ

В настоящее время в СССР работают и монтируются на АЭС паровые конденсационные турбины.

В системе АЭС различают теплоноситель и рабочее тело. В качестве теплоносителя применяется радиоактивное ядерное топливо: уран, плутоний и др. Рабочим телом для АЭС обычно является сухой насыщенный или перегретый пар. Рассмотрим две типичные принципиально различных схемы АЭС: одноконтурную и двухконтурную.

На рис. 8-13, а показана одноконтурная схема АЭС, в которой разделены теплоноситель и рабочее тело. Контур теплоносителя включает в себя: реактор 1, компенсатор объема 2 и циркуляционный насос 8. Контур рабочего тела состоит из турбины 4, конденсатора 6 и питательного насоса 7. Контур теплоносителя является радиоактивным и должен быть хорошо изолирован от внешней среды.

Рабочим телом является сухой насыщенный пар, который из парогенератора 3 поступает в турбину. Отработавший пар из турбины поступает в конденсатор 6. Конденсат от-

качивается питательным насосом 7 и подается в парогенератор 3.

На рис. 8-13, б показана схема работы турбины на перегретом паре. Эта схема имеет два самостоятельных контура. В первый контур входит сепаратор 3, из которого насыщенный пар высокого давления поступает в охлаждающие трубки парогенератора 4. В этот же парогенератор поступает питательная вода из конденсатора 7, подаваемая питательным насосом 8. К этому же контуру относится циркуляционный насос 9 и нагревательная секция реактора 10. Второй контур состоит из пароперегревателя 2 и парогенератора 4. Вторичный насыщенный пар из парогенератора направляется в пароперегревательные каналы 2 реактора 1, в которых перегревается до заданной температуры. Перегретый пар из реактора поступает в турбину 5, которая приводит во вращение генератор переменного тока 6.

Турбины на насыщенном паре

Широкое строительство конденсационных турбин большой и средней мощности для атомных электростанций на различных параметрах свежего пара развернул ХТГЗ. Завод использует опыт работы паровых турбин на тепловых электростанциях с органическим топливом. Этот опыт позволил ему разработать надежные конструкции атомных турбин на 3000 и 1500 об/мин мощностью до 1000 Мвт. В табл. 8-9 приведены некоторые технические характеристики атомных турбин большой и средней мощности.

Выпуск турбин средней мощности завод начал в 1958 г. В настоящее время на заводе идет изготовление турбин большой мощности на различных параметрах пара, достигающие 65 бар. Эти турбины широко используются на Нововоронежской, Ленинградской, Кольской и других АЭС.

Продольный разрез конденсационной турбины К-75-30 показан на рис. 8-14 (вкладка).

Одновальная двухцилиндровая турбина мощностью 75 Мвт на 3000 об/мин питается паром второго контура, рассчитана на работу с начальными параметрами пара 29,4 бар, 233 °С и на давление в конденсаторе 0,04 бар. Цилиндр высокого давления состоит из девяти ступеней давления; цилиндр низкого давления двухпоточный, в каждом потоке размещено по четыре ступени.

Турбина снабжена дроссельным парораспределением. Пар подводится двумя регулирующими клапанами, присоединенными к нижней половине корпуса ЦВД. После расширения в ЦВД пар при давлении 2 бар и влажности 12,1% направляется во внешние сепараторы и поступает в среднюю часть ЦНД.

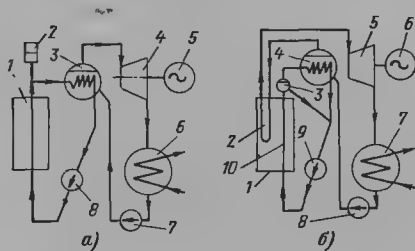


Рис. 8-13. Одноконтурная и двухконтурная схемы АЭС. а — одноконтурная: 1 — реактор; 2 — компенсатор объема; 3 — парогенератор; 4 — турбина; 5 — генератор; 6 — конденсатор; 7 — питательный насос; 8 — циркуляционный насос. б — двухконтурная: 1 — реактор; 2 — пароперегреватель; 3 — сепаратор; 4 — парогенератор; 5 — турбина; 6 — генератор; 7 — конденсатор; 8 — питательный насос; 9 — циркуляционный насос; 10 — нагревательная секция реактора.

Технические характеристики турбин малой и средней мощности для атомных станций

Тип турбины	Номинальная мощность, Мвт	Год выпуска головного образца	Параметры пара				Давление в конденсаторе, бар	Габаритные размеры			Удельный расход тепла ^{***} , кг/квт·ч
			Начальные		Промежуточно-го перегрева			Длина, мм	Ширина, мм	Высота, мм	
			бар	°С	бар	°С					
K-70/75-30	75	1959	29,4	232,8	—	—	0,04	12 800	15 700*	4 200	12 600**
K-220-44	220	1969	43,2	254,9	2,94	240	0,03 0,05 0,04	23 200	8 670	6 250	11 500***
K-500-65	600	1970	64,6	260	3,43	265		40 000	8 670	3 300	—

* Вместе с сепараторами.

** По данным испытаний.

*** Допуск ±1,5 не выложен.

* Вместе с сепараторами.

** По данным испытаний

*** Допуск $\pm 1,5$ не включен.

Температура питательной воды после регенеративных подогревателей 192°C. Ее подогрев осуществляется в трех подогревателях низкого давления, в деаэраторе и двух подогревателях высокого давления. Таким образом, турбина имеет шесть ступеней подогрева питательной воды. Давление в деаэраторе принято равным 3,4 бар.

Продольный разрез конденсационной турбины K-220-44 см. рис. 8-15 (вкладка).

Одновальная трехцилиндровая турбина мощностью 220 Мвт на 3000 об/мин питается паром водо-водяного реактора. Турбина рассчитана на параметры свежего пара 43,2 бар и 255°C. Давление отработавшего пара в конденсаторе может составлять 0,03 или 0,05 бар. В зависимости от величины давления пара в конденсаторе устанавливаются рабочие лопатки последней ступени с высотой 1050 мм при давлении 0,03 бар и 852 мм при давлении 0,05 бар. Турбина имеет сопловое парораспределение. Пар подводится к турбине через четыре статорных и четыре регулирующих ЦВД, установленных непосредственно на корпусе ЦВД.

Проточная часть турбины в ЦВД состоит из одновальной регулирующей ступени и пяти ступеней давления. Два двухпоточных ЦВД имеют по пять ступеней в каждом потоке. Ротор ЦВД выполнен цельнокованным.

В турбине предусмотрено восемь регенеративных отборов пара для подогрева питательной воды до 233°C. Схема турбины включает внешнюю сепарацию и однократный двухступенчатый паровой перегрев пара для снижения его влажности. Этот перегрев пара осуществляется за ЦВД при давлении от 2,9 до 3,4 бар. Первая ступень промпарегрева питается отборным паром при давлении около 18,6 бар, вторая ступень — свежим паром. После второй ступени перегрева температура пара равна примерно 241°C.

Внешняя сепарация рабочего пара и промежуточный перегрев позволили понизить его влажность в конце процесса расширения до 7%.

Для повышения экономичности и уменьшения опасности эрозии лопаток, кроме внешней сепарации рабочего пара и его промежуточного перегрева, в ЦВД турбины предусмотрены влагоудалняющие устройства, в том числе полые диафрагмы последней ступени. Электронское упрочнение входных кромок рабочих лопаток четвертых и пятых ступеней низкого давления также позволяет уменьшить эрозионный износ лопаток.

В настоящее время ХТГЗ разработал проект турбины мощностью 1000 Мвт на 1500 об/мин и готовится к выпуску первого образца.

Турбины на перегретом паре

Серийные конденсационные турбины ЛМЗ единичной мощностью 100 и 200 Мвт работают на Белоярской атомной электростанции им. И. В. Курчатова. На этой станции установлены специальные атомные реакторы, вырабатывающие перегретый пар высокого давления.

Первый блок электрической мощностью 100 Мвт введен в эксплуатацию в 1964 г. Тепловая схема блока является двухконтурной по рабочему пару, т. е. аналогична рис. 8-13,б. Пар, получаемый в парогенераторах, перегревается в рабочих каналах реактора и поступает в турбину K-100-90.

Второй блок электрической мощностью 200 Мвт введен в эксплуатацию в 1967 г. Тепловая схема этого блока является одноконтурной. Пароводяная смесь, полученная в испарительных каналах 3, поступает в сепараторы пара 5 (рис. 8-16). Отсепарированный пар перегревается в пароперегревательных

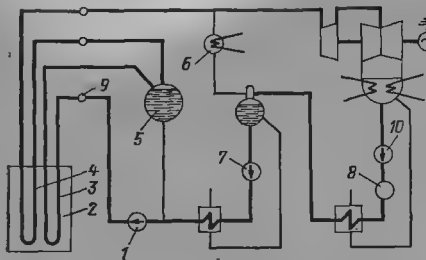


Рис. 8-16. Принципиальная схема второго блока.

1 — циркуляционный насос; 2 — реактор; 3 — испарительный канал; 4 — пароперегревательный канал; 5 — сепаратор пара; 6 — барботер; 7 — питательный насос; 8 — очистка конденсата; 9 — раздаточные коллекторы; 10 — конденсатные насосы.

каналах 4, из которых поступает на питание двух турбин К-100-90 ЛМЗ электрической мощностью по 100 Мвт (рис. 8-17, вкладка).

Вода циркуляционного контура под напором двух турбин К-100-90 ЛМЗ электрической мощностью по 100 Мвт поступает в раздаточные коллекторы 9 и испарительные каналы 3 при температуре 300—305 °С. В испарительных каналах пар нагревается до температуры насыщения и частично испаряется (среднее паросодержание на выходе из них около 23%). Из испарительных каналов высокого давления пароводяная смесь направляется в сепараторы пара 5, где пар низкого давления, откуда пар поступает в пароперегревательные каналы, а вода из барабанов сепараторов, предварительно смешиваясь с питательной водой, возвращается к главным циркуляционным насосам 1.

Конденсат из турбины поступает в конденсатоотсаску 8 и направляется в регенеративные подогреватели низкого давления (на схеме не показаны), а затем в деаэрактор. Из деаэрактора питательными насосами 7 вода прокачивается через регенеративные подогреватели высокого давления и регулятор подогрева и при температуре 219 °С смешивается с водой, идущей из сепараторов 5, а затем поступает к главным циркуляционным насосам 1.

Турбина типа К-100-90 имеет восемь отборов пара для подогрева питательной воды в подогревателях низкого и высокого давления, а также для питания деаэрактора. При работе на органическом топливе и при расчетных параметрах пара (давление свежего пара 88,2 бар, температура 535 °С, абсолютное давление в конденсаторе 0,035 бар, расчетная температура охлаждающей воды 10 °С) турбина имеет следующие экономические показатели:

Расход свежего пара 363 т/ч
Удельный расход пара 3,63 кг/(кВт·ч)
Удельный расход тепла 9190 кДж/(кВт·ч)

Эксплуатация реакторов полностью себя оправдала и подтвердила возможность применения перегрева пара в реакторе и использования серийного паротурбинного оборудования, которое входит в комплект поставки для электростанций, работающих на органическом топливе.

При изготовлении металлоконструкций реакторов не требуются специальные стали и их можно изготавливать из материалов, применяемых в котлотурбостроении.

Опыт создания и эксплуатации одноконтурных реакторов подтверждает возможность значительно увеличить единичную мощность реакторов этого типа для работы в блоке с более мощными современными паровыми турбинами.

Основные показатели блока из двух турбин К-100-90 общей мощностью 200 Мвт приведены в табл. 8-10.

Таблица 8-10

Техническая характеристика турбины К-100-90

Электрическая мощность на двух турбинах, Мвт	200
Параметры свежего пара перед турбиной, бар	78,5
Температура пара перед турбиной, °С	510
Удельный расход тепла, кДж/кВт·ч	9190
К. п. д. блока, %	
брутто	37,7
нетто	35,5
Максимальная температура пара на выходе из пароперегревателя, °С	545
Максимальное давление пара в сепараторах, бар	131,5

На Белоярской атомной электростанции вводится в эксплуатацию третий блок электрической мощностью 600 Мвт. Блок состоит из реактора Б-600 и трех серийных турбин К-200-130 ЛМ. Реактор типа Б-600 работает на быстрых нейтронах и имеет тепловую мощность около 1500 Мвт. Этот реактор обеспечивает перегретым паром три серийных турбогенератора электрической мощностью по 200 Мвт каждый.

Основные характеристики блока: реактор типа БН-600 и три турбины типа К-200-130.

Тепловая мощность реактора, Мвт 1500
Электрическая мощность трех турбин, Мвт 600
Паропроизводительность парогенераторов, т/ч 1840
Параметры пара:
 температура, °С 505
 давление, бар 137,3
Удельный расход пара, кг/(кВт·ч) 3,1

Основные характеристики электрических генераторов на 3000 об/мин, выпускаемых заводами СССР, даны в табл. 8-11.

Таблица 8-11

Технические характеристики генераторов

Тип генератора	Начальная мощность, ккал	К. п. д. при номинальной мощности, %	Номинальное напряжение, в	Начальная мощность, кВт, а
T2-6-2	7 500	96; 96,4	3 150 6 300	1 375 778
T2-12-2	15 000	97,2; 96,6	6 300 10 500	1 375 825
TBC-30	37 500	98,3	10 500	2 065
TB-60-2	75 000	98,5	10 500	4 125
TBF-60-2	75 000	98,5	10 500	4 125
TBF-60-2	75 000	98,5	6 300	6 900
TB2-100-2	117 600	98,8	13 800	4 925
TBF-100-2	117 500	98,7	10 500	6 475
TB2-150-2	166 500	98,9	18 000	5 350
TB2-150-2	176 500	98,7	18 000	5 670
TB2-200-2	235 000	98,8	11 000	12 350/2
TB2-200	235 000	98,9	15 750	8 630
TB2-200-2	235 000	98,6	15 750	8 630
TB2-320-2	383 000	98,7	20 000	10 200
TB2-300	353 000	98,8	20 000	10 200
TB2-500	589 000	98,75	20 000	17 000
TB2-800-2	889 000	98,75	24 000±5	21 400

8-7. ТУРБИНЫ ЗАРУБЕЖНЫХ ЗАВОДОВ

Турбина Броун-Бовери мощностью 50 Мет

Швейцарская фирма Броун-Бовери специализируется на производстве реактивных турбин с одновечными и двухвечными регулирующими ступенями. Турбины среднего давления эта фирма, как правило, строила с двухвечными ступенями. Современные мощные турбины с целью повышения их экономичности фирма строит с одновечными регулирующими ступенями.

Турбина мощностью 50 Мет при 3 000 об/мин рассчитана на параметры свежего пара 28,4 бар и температуру 400 °С. Турбина двухцилиндровая (рис. 8-18) с дублированным потоком пара для последних четырех ступеней ЦНД. Регулирующая ступень выполнена с двухвечным диском, остальные ступени реактивные.

В ЦВД и ЦНД турбины потоки пара имеют противоположные направления, что значительно разгружает упорный подшипник от осевого усилия.

Турбина имеет сопловое парораспределение: два клапана подводят пар к соплам регулирующей ступени, два перегрузочных могут перепускать пар в камеру за регулирующим диском.

Диск регулирующей ступени выполнен заодно с валом. За ним на вал высокого давления насажены три специальных диска с широкими ободами, на которых закреплены реактивные рабочие лопатки. Ротор низкого давления состоит из цельнокованых дисков, сваренных между собой по ободу. Роторы турбины со-

единены жесткой муфтой. Турбина имеет один упорный подшипник сегментного типа.

Турбина Броун-Бовери мощностью 600 Мет

Одновальная турбина мощностью 600 Мет при 3 000 об/мин на начальные параметры пара 163 бар, 565 °С имеет промежуточный перегрев пара до 565 °С (рис. 8-19, вкладка). Промежуточный перегрев пара осуществляется после ЦВД. После перегрева пар поступает в двухпоточный ЦСД и из него направляется в три двухпоточных ЦНД. ЦВД имеет одновечную регулируемую ступень и шестнадцать реактивных ступеней на сварном барабане. Роторы турбины покоятся на шести опорных подшипниках, один из которых, расположенный между роторами высокого и среднего давлений, является комбинированным опорно-упорным. Такое расположение подшипников значительно сократило длину турбины.

ЦВД имеет двойные стенки: внутренние и внешние. Внутренние стенки цилиндра не имеют горизонтальных разъемных фланцев и соединяются стальными обручами, которые надеваются на корпус в горячем состоянии. Такая конструкция цилиндра обеспечивает более равномерный его прогрев и сокращает длительность пуска турбины.

ЦСД турбины выполнен тоже с двойными стенками. Пар после промежуточного перегрева поступает в среднюю часть цилиндра, разделяется на два потока, проходит через ступени и направляется в ЦНД. Роторы низкого давления турбины выполнены сварными из отдельных симметрично расположенных однопоточных дисков. Рабочие лопатки последней ступени всех шести потоков имеют высоту около 1 000 мм.

Турбины США большой мощности и их особенности

В США, Канаде и некоторых других странах в качестве стандартной частоты трехфазного переменного тока принята частота 60 гц. В связи с этим американские фирмы строят паровые турбины на 3 600 и 1 800 об/мин.

Если исходить из одинакового уровня напряжений от центробежных сил, принимаемых для лопаток последних ступеней, то они достигаются при равных окружных скоростях вращения роторов. Таким образом, при равных окружных скоростях европейских и американских турбин средние диаметры их последних ступеней должны быть обратно пропорциональны числу оборотов. Отсюда следует, что максимальные диаметры последних ступеней европейских турбин должны быть больше американских в отношении

$$\frac{d_{Ев}}{d_{Ам}} = \frac{n_{Ам}}{n_{Ев}} = \frac{3600}{3000} = 1,2.$$

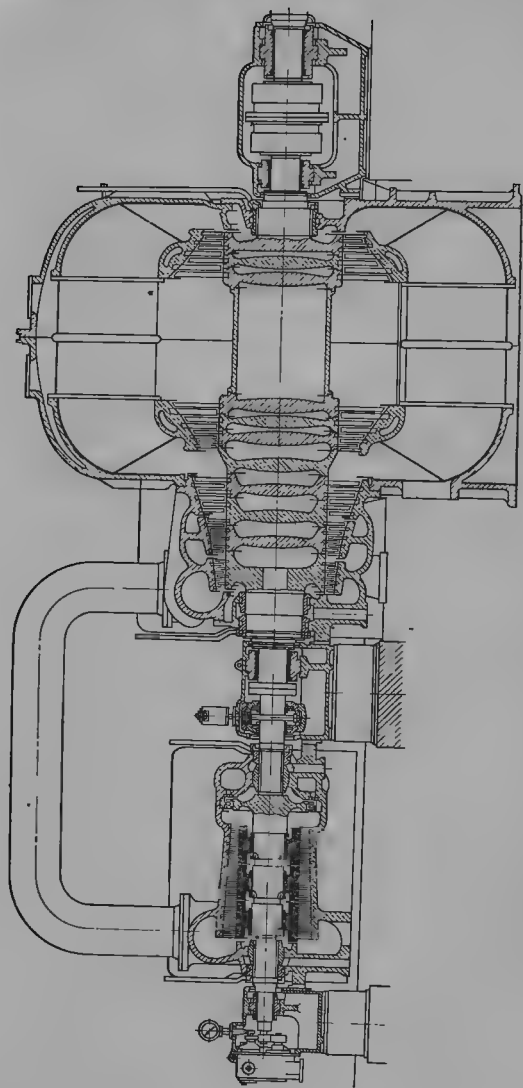


Рис. 8-18. Продольный разрез турбины Броун-Бовери мощностью 50 Мвт.

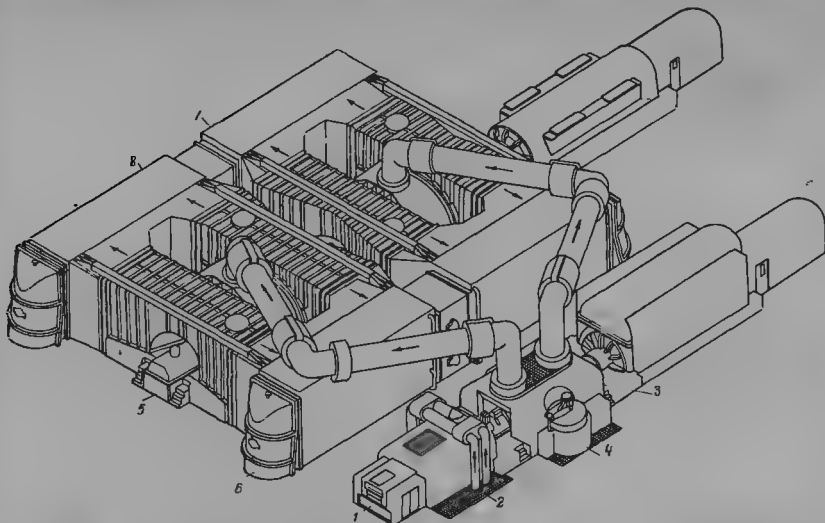


Рис. 8-20. Общий вид турбины мощностью 900 Мвт.

1 — турбина высокого давления 3 600 об/мин; 2 — подвод свежего пара в турбину; 3 — цилиндр среднего давления, 4 — защитные лопатки; 5 — турбина низкого давления 1 800 об/мин; 6 — отвод охлаждающей воды из конденсатора; 7 и 8 — двухпоточные

Так как длины лопаток европейских и американских турбин по условиям геометрического подобия также относятся как $l_{ев}/l_{ам} = d_{ев}/d_{ам} = 1,2$, то отношение предельных площадей выходных сечений европейской и американской турбин однопоточного типа составляет

$$\frac{F_{ев}}{F_{ам}} = \left(\frac{n_{ев}}{n_{ам}} \right)^2 = 1,44.$$

Если сравнить турбины при условии одинаковых потерь с выходной скоростью, то предельная мощность однопоточной европейской турбины получится в 1,44 раза больше, чем американской. Отсюда следует, что при прочих равных условиях двухпоточная европейская турбина примерно эквивалентна трехпоточной американской турбине.

В США широкое распространение находят одноваловые турбины на 3 600 об/мин и двухваловые, имеющие на первом валу 3 600, а на втором 1 800 об/мин. Хотя одноваловые турбины являются более дешевыми, но обладают меньшей экономичностью и меньшей единичной мощностью. Наоборот, двухваловые турбины, несмотря на более высокую сто-

имость, имеют более высокую экономичность.

Применение в ЦНД тихоходных валов на 1 800 об/мин значительно утяжеляет конструкцию роторов. Так, масса, например, ротора низкого давления, изготовленного для электростанции Булл Рап, составила 136 т. Такой ротор покоится на двух подшипниках диаметром 660 мм. Для устранения выработки баббита во время пуска и останова турбины фирма предусмотрела в нижней части подшипников небольшие углубления, в которые при работе валоповоротного устройства нагнетается масло под давлением 137 бар. Это мероприятие обеспечивает спокойный ход роторов на валоповороте и снижает затрату мощности на его привод.

На блоке мощностью 900 Мвт применены конденсаторы прямоугольного сечения, которые расположены на уровне перекрытия машинного зала (рис. 8-20). Они установлены по бокам турбины и соединены с цилиндрами низкого давления патрубками большого размера, что снижает потери давления отработавшего пара. По американским данным боковое расположение конденсаторов должно дать повышение экономичности на 0,5%.

Уравнение внутренней мощности турбины с регулируемым отбором пара имеет вид

$$N_i = G_0(i_0 - i_k) - G_{п.т}(i_{п.т} - i_k), \text{ кет}, \quad (9-3)$$

где G_0 , $G_{п.т}$ — расходы свежего пара, поступающего в турбину, и регулируемого отбора, кг/сек; i_0 , $i_{п.т}$, i_k — энтальпии пара перед турбиной, идущего в отбор и поступающего в конденсатор, кДж/кг.

Следует отметить, что отбираемый из турбины пар не принимает более участия в выработке механической энергии, поэтому внутренняя мощность турбины снижается на величину

$$\Delta N_i = G_{п.т}(i_{п.т} - i_k), \text{ кДж/сек}. \quad (9-4)$$

Количество тепла, направляемого из турбины внешнему потребителю, составляет

$$\Delta Q_{п.т} = G_{п.т}(i_{п.т} - i'_{п.т}), \text{ кДж/сек}, \quad (9-5)$$

где $i'_{п.т}$ — энтальпия конденсата регулируемого отбора, возвращаемого в тепловую схему турбины, кДж/кг.

Разность между количеством тепловой энергии, фактически расходуемым внешними потребителями, и ее количеством, необходимым для компенсации потери мощности, составит величину

$$\begin{aligned} \Delta Q_{э.к} &= \Delta Q_{п.т} - \Delta N_i = \\ &= G_{п.т}(i_k - i'_{п.т}), \text{ кДж/сек}. \end{aligned} \quad (9-5a)$$

Эта величина для турбины с регулируемым отбором пара является экономией тепловой энергии за счет использования тепла конденсата отработавшего пара $G_{п.т}$ у тепловых потребителей.

В турбинах с регулируемым отбором пара необходимо устанавливать специальные регулирующие органы для поддержания заданных давлений в камерах отбора. В регулирующих органах имеются тепловые потери от дросселирования, которые необходимо учитывать при определении экономичности турбины. В турбине без регенерации, с одним регулируемым отбором пара потеря от дросселирования, отнесенная к 1 кг свежего пара, будет равна

$$\Delta Q_d - \alpha_d(i_{п.т} - i_{п.т}), \text{ кДж/кг}, \quad (9-6)$$

где $\alpha_d = G_d/G_0$, а G_d — расход пара в конденсатор.

Необходимо также вносить поправку на более низкий к. п. д. регулирующей ступени ЧНД по сравнению с к. п. д. ступеней давления. Величина этой потери, отнесенная к 1 кг пара, проходящего в ЧНД, будет:

$$\Delta Q_{р.с} = \alpha_{р.с} h_{р.с} (\eta_{от} - \eta_{от}^{р.с}), \text{ кДж/кг}, \quad (9-6a)$$

где $\alpha_{р.с} = G_{р.с}/G_0$, $G_{р.с}$ — расход пара через регулирующую ступень; $h_{р.с}$ — располагаемый тепловой перепад регулирующей ступени ЧНД; $\eta_{от}$ — усредненный к. п. д. ступеней давления; $\eta_{от}^{р.с}$ — к. п. д. регулирующей ступени.

Таким образом, для конденсационной турбины с одним регулируемым отбором пара полезно используемое количество тепловой энергии на 1 кг свежего пара будет равно:

$$\begin{aligned} \Delta Q'_{э.к} &= \Delta Q'_{э.к} - \Delta Q_d - \Delta Q_{р.с} = (i_0 - i_k) + \\ &+ \alpha_{п.т}(i_k - i'_{п.т}) - \alpha_d(i_{п.т} - i_{п.т}) - \\ &- \alpha_{р.с} h_{р.с} (\eta_{от} - \eta_{от}^{р.с}). \end{aligned} \quad (9-7)$$

Экономия тепла на 1 кг свежего пара, поступающего в турбину с одним регулируемым отбором пара, по сравнению с чисто конденсационной турбиной составит величину

$$\begin{aligned} \Delta Q_3 &= \Delta Q'_{э.к} - \Delta Q_0 = \alpha_{п.т}(i_k - i'_{п.т}) - \\ &- \alpha_d(i_{п.т} - i_{п.т}) - \alpha_{р.с} h_{р.с} (\eta_{от} - \eta_{от}^{р.с}). \end{aligned} \quad (9-8)$$

Из этого уравнения следует, что повышение экономичности растет с увеличением $\alpha_{п.т}$ и с уменьшением $i'_{п.т}$, α_d и $h_{р.с}$. Для турбины с противодавлением $\alpha_{п.т} = 1$, и применение комбинированной выработки электрической и тепловой энергии дает максимальный экономический эффект.

Потери от дросселирования и более низкого к. п. д. регулирующей ступени ЧНД для турбин с регулируемым отбором пара являются относительно небольшими величинами, а для турбины с противодавлением эти потери вообще равняются нулю.

Конденсационная турбина с тремя регенеративными и одним регулируемым отборами пара

Принципиальная схема тепловой установки с тремя регенеративными и одним регулируемым отборами пара показана на рис. 9-4. Тепловой процесс такой турбины изображен на рис. 9-5. В регенеративных подогревателях питательная вода нагревается от температуры конденсата t_k до ее конечного значения $t_{п.в}$. Количество тепла, затрачиваемое в котельном агрегате на получение одного килограмма свежего пара, составляет

$$\Delta Q_0 = i_0 - i_{п.в}, \text{ кДж/кг}, \quad (9-9)$$

где i_0 — энтальпия свежего пара; $i_{п.в}$ — энтальпия питательной воды, поступающей в котел.

Это количество тепла расходуется на выработку электрической и тепловой энергии и

Производственный отбор на каждый килограмм свежего пара забирает из турбины следующее количество тепла:

$$\Delta Q_{\Pi} = \alpha_{\Pi} (i_{\Pi} - i_K). \quad (9-16)$$

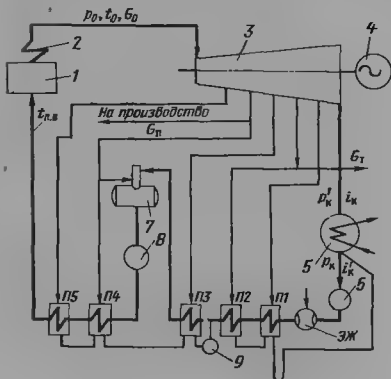


Рис. 9-6. Принципиальная схема тепловой установки с двумя регулируемыми и пятью нерегулируемыми отборами пара.

1 — парогенератор; 2 — пароперегреватель; 3 — турбина; 4 — генератор; 5 — конденсатор; 6 — конденсатный насос; 7 — деаэра-
тор; 8 — питательный насос; 9 — откачивающий насос; П1, П2 и
П3 — подогреватели низкого давления. П4 и П5 — подогреватели
высокого давления.

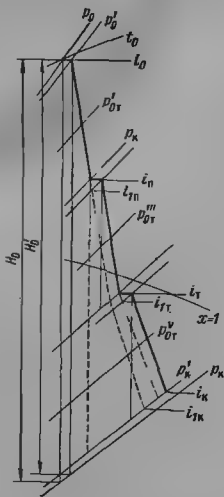


Рис. 9-7. Тепловой процесс турбины в i - s -диаграмме

Потеря тепла от дросселирования в регулирующих клапанах ЦСД

$$\Delta Q_{-}^n = \varphi_{\text{н}} (i_{\text{н}} - i_{\text{нв}}) \quad (9-17)$$

и из-за пониженного к. п. д. ее регулирующей ступени

$$\Delta Q_{p,c}^n = a_{p,c}^n h_{p,c}^n (\eta_{p,c}^n - \eta_{p,c}^{ln}). \quad (9-17a)$$

Затраты тепла на подогрев конденсата, возвращаемого потребителем производственного отбора пара,

$$\Delta Q_{\text{II}}^{\text{II}} = a_{\text{II}} (i_{\text{II.В}} - i'_{\text{II}}), \quad (9-18)$$

где

$$a_{\text{н}} = G_{\text{н}}/G_0, \quad a_{\text{д}} = G'_{\text{д}}/G_0, \quad a_{\text{р.с}} = G_{\text{р.с}}^{\text{н}}/G_0;$$

G_d — расход пара, отбираемого из турбины для производственных целей;

G'_d — расход пара через регулирующие клапаны ЦСД;

$G_{p.c}$ — расход пара через регулируемую ступень ЦСД;

G_0 — расход свежего пара, поступающего в турбину;

$\dot{h}_{\text{p.c}}$ — располагаемый тепловой перепад на регулирующей ступени ЦСД;

$i_{\text{л}}, i_{\text{лп}}$ — энталпии пара в камере отбора и за перепускными клапанами (рис. 9-7);

$i_{п.в.}, i'_{п.}$ — энтальпии питательной воды и конденсата, возвращаемого от производителя пара потребителю в тепловую схему турбины.

Суммарная затрата тепла на производственный отбор

$$\Delta Q_{\text{и с}} = \Delta Q_{\text{и}} + \Delta Q_{\text{г}} + \Delta Q_{\text{р.с}} + \Delta Q_{\text{и.н}}, \text{ кДж/кг.} \quad (9-19)$$

По аналогии с предыдущим теплофикационный отбор пара из турбины связан со следующими потерями и затратами тепловой энергии на 1 кг свежего пара:

$$\Delta Q_T = a_T (i_T - i_K); \quad (9-20)$$

$$\Delta Q_{\Sigma}^T = a_{\Sigma}(i_T - i_{iT}); \quad (9-21)$$

$$\Delta Q_{p,c}^r = a_{p,c} h_{p,c}^r (\eta_{p,c}^r - \eta_{p,c}^{lr}); \quad (9-21a)$$

$$\Delta Q_{T-}^T = a_T (i_{E,B} - i'_T), \quad (9-22)$$

где

$$\alpha_T = G_T/G_0, \quad \alpha''_D = G''_D/G_0, \quad \alpha^T_{B,C} = G^T_{B,C}/G_0;$$

G_T — расход пара, отбираемого для теплофикации;

$G_{p.e}$ — расход пара через регулирующие клапаны ЦНД;

щего пар из регулируемого отбора турбины с противодавлением, составляет

$$\Delta Q'_{п.с} = \Delta Q'_{п.} + \Delta Q'_{д.} + \Delta Q'_{р.с.} + \Delta Q'_{п.в.} \quad (9-32)$$

Из выпускного патрубка турбины пар направляется второму потребителю тепловой энергии. При этом потеря располагаемой энергии турбины составляет величину

$$\Delta Q_{отр} = \alpha_{отр} (i_{пв} - i_{27}) \quad (9-33)$$

Затраты тепла на подогрев конденсата, возвращающего вторым потребителем тепловой энергии,

$$\Delta Q''_{п.в} = \alpha_{пв} (i_{пв} - i'_{пв}), \quad (9-34)$$

где $\alpha_{пв} = G_{пв}/G_0$;

$G_{пв}$ — расход пара через выпускной патрубок турбины;

$i_{пв}$, i_{27} — энтальпии пара в выпускном патрубке турбины с противодавлением и в выпускном патрубке условной конденсационной турбины.

Суммарная затрата энергии на обеспечение второго теплового потребителя, получающего пар из выпускного патрубка турбины, составляет

$$\Delta Q''_{п.с} = \Delta Q_{отр} + \Delta Q''_{п.в.} \quad (9-35)$$

Фактическое количество тепловой энергии, используемое первым

$$\Delta Q_{п.}^{\Phi} = \alpha'_{п} (i_{п} - i'_{п}) \quad (9-36)$$

и вторым тепловым потребителями

$$\Delta Q_{отр}^{\Phi} = \alpha_{отр} (i_{пв} - i'_{отр}). \quad (9-37)$$

Экономия тепловой энергии от применения регулируемого отбора пара определяется разностью между использованным и затраченным теплом, т. е.

$$\Delta Q_{э.п.} = \Delta Q_{п.}^{\Phi} - \Delta Q'_{п.с.} \quad (9-38)$$

То же самое от использования отработавшего пара вторым потребителем тепла

$$\Delta Q_{э.отр} = \Delta Q_{отр}^{\Phi} - \Delta Q'_{п.с.} \quad (9-39)$$

Общая экономия тепла в турбинной установке с одним регулируемым отбором пара и использованием отработанного пара на нужды производства или теплофикации составит

$$\Delta Q_{э} = \Delta Q_{э.п.} + \Delta Q_{э.отр}. \quad (9-40)$$

9-2. ЗАТРАТЫ ТОПЛИВА НА ВЫРАБОТКУ ЭЛЕКТРИЧЕСКОЙ И ТЕПЛОВОЙ ЭНЕРГИИ

Расход условного топлива, затрачиваемого на паротурбинную установку, в расчете на 1 кг свежего пара определяется по уравнению

$$\Delta B_0 = \frac{\Delta Q_0}{29\,330 \eta_{к-т}}, \quad \text{кг/кг}, \quad (9-41)$$

где ΔQ_0 — количество тепла, полезно использованного в котлоагрегате на образование 1 кг свежего пара и определяемого по уравнению (9-9);
29 330 — теплотворная способность 1 кг условного топлива, кДж/кг;

$\eta_{к-т}$ — к. п. д. котельной установки.

Расход условного топлива в расчете на 1 кг свежего пара, идущий на выработку тепловой энергии для снабжения производственных или теплофикационных потребителей, у конденсационной турбины с одним регулируемым отбором определяется по уравнению

$$\Delta B_{п.т} = \frac{\Delta Q_{п.т.с.}}{29\,330}, \quad \text{кг/кг}, \quad (9-42)$$

где $\Delta Q_{п.т.с.}$ подставляется из уравнения (9-14).

Расход условного топлива на выработку электрической энергии будет равен:

$$\Delta B_{э} = \Delta B_0 - \Delta B_{п.т.}, \quad \text{кг/кг}. \quad (9-43)$$

Суммарный расход условного топлива в расчете на 1 кг свежего пара, расходуемый на снабжение внешних потребителей тепла, для конденсационной турбины с двумя регулируемым отборами пара находится по уравнению

$$\Delta B_{п.т.} = \Delta B_{п.} + \Delta B_{т.} = \frac{\Delta Q_{п.с.} + \Delta Q_{т.с.}}{29\,330}, \quad \text{кг/кг}, \quad (9-44)$$

где $\Delta Q_{п.с.}$ и $\Delta Q_{т.с.}$ определяются по уравнениям (9-19) и (9-23), а $\Delta B_{п.}$ и $\Delta B_{т.}$ — расходы условного топлива на снабжение тепловой энергией производственных и теплофикационных потребителей.

Расход условного топлива на выработку электрической энергии для 1 кг свежего пара подсчитывается по уравнению

$$\Delta B_{э} = \Delta B_0 - \Delta B_{п.т.}, \quad \text{кг/кг}. \quad (9-45)$$

Расход условного топлива, идущий на удовлетворение тепловых потребителей, для турбины с регулируемым отбором и противодавлением в расчете на 1 кг свежего пара составляет

$$\Delta B_{п.п.} = \Delta B_{п.} + \Delta B_{отр} = \frac{\Delta Q'_{п.с.} + \Delta Q''_{п.с.}}{29\,330}, \quad \text{кг/кг}, \quad (9-46)$$

где $\Delta Q'_{п.с.}$ и $\Delta Q''_{п.с.}$ находятся по уравнениям (9-32) и (9-35), а $\Delta B_{п.}$ и $\Delta B_{отр}$ — расходы условного топлива для снабжения тепловых потребителей.

Расход условного топлива, идущий на выработку электрической энергии, составляет

$$\Delta B_{э} = \Delta B_0 - \Delta B_{п.п.}, \quad \text{кг/кг}. \quad (9-47)$$

Конденсационная турбина с регулируемым отбором пара является более совершенным двигателем по сравнению с турбиной без регулируемого отбора, так как она обеспечивает одновременно тепловую и электрическую нагрузку потребителей при различных сочетаниях нагрузочных графиков. Регулируемый отбор пара с постоянным давлением используется на производстве для технологических целей или направляется на отопление. Когда для производства или теплофикации тепло не требуется, то турбина может работать как конденсационная, т. е. только по электрическому графику. Следовательно, система регулирования такой турбины должна быть выполнена так, чтобы тепловая и электрическая нагрузки удовлетворялись независимо.

В промышленности находят также применение турбины с регулируемым отбором пара и противодавлением. Тепло отработавшего пара и тепло пара из регулируемого отбора такой турбины может использоваться как для производственных целей, так и для теплофикации. Турбины этого типа могут удовлетворять теплового потребителя паром различных параметров. Мощность такой турбины зависит от расхода пара, используемого потребителем. Поэтому турбины с противодавлением и регулируемым отбором пара работают, как прави-

ло, по тепловому графику и эффективно могут использоваться в работе параллельно с турбинами конденсационного типа, обеспечивающими потребителя электрической энергией.

Турбины с одним регулируемым отбором пара строят с сопловым парораспределением.

Конденсационные турбины с одним регулируемым отбором пара

Турбина Т-6-35/1,2 КТЗ

Однокорпусная турбина с одним регулируемым отбором пара, имеет номинальную мощность 6 Мвт. Предназначена для привода электрического генератора при числе оборотов 3 000 в минуту (рис. 9-10).

Расчетные параметры пара турбины: давление и температура свежего пара 34,3 бар и 435 °С, давление в теплофикационном регулируемом отборе пара 1,2 бар, давление отработавшего пара 0,05 бар. Номинальная величина регулируемого отбора составляет 35 т/ч.

Парораспределение турбины сопловое — клапанное в ЧВД и поворотной диафрагмой в ЧНД.

Проточная часть турбины состоит из двухвальной регулирующей ступени и десяти ступеней давления в ЧВД.

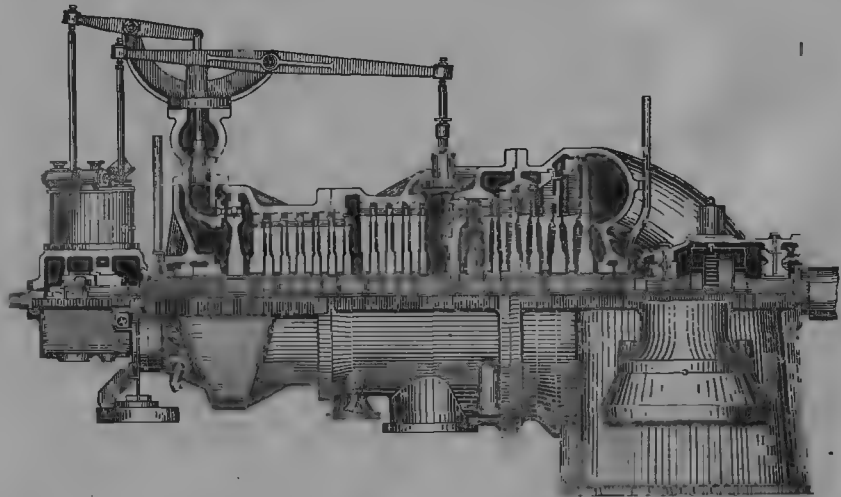


Рис 9-10. Продольный разрез турбины Т-6-35/1,2 КТЗ

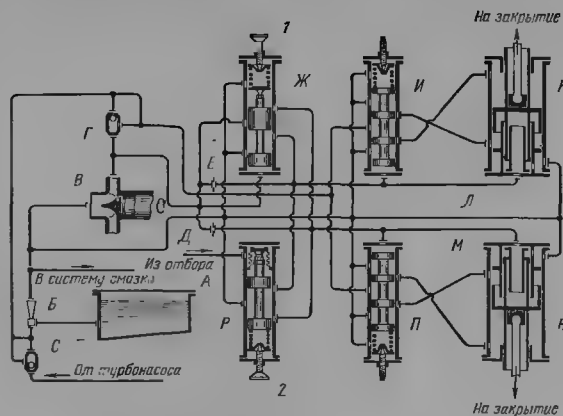


Рис. 9-11. Система регулирования турбины Т-6-35/1,2.

В — центробежный масляный насос, он же и регулятор скорости; Л и М — импульсные линии; Е и Д — диафрагмы импульсных линий; Ж — трансформатор давления; Р — регулятор давления; И и Н — стечные золотники; К и М — сервомоторы приводов парораспределения ЧВД и ЧНД; Г и С — обратные клапаны; Б — масляный инжектор; А — масляный бак.

В регенеративных подогревателях осуществляется подогрев питательной воды до 150 °С.

Блок переднего комбинированного опорно-упорного подшипника турбины имеет стандартную конструкцию, рассмотренную выше, центробежный масляный насос является одновременно регулятором скорости.

Расход свежего пара через турбину при номинальных параметрах, включенной регенерации и регулируемом отборе 35 т/ч составляет 40,7 т/ч, при тех же условиях, но без регулируемого отбора пара 27,6 т/ч.

На рис. 9-11 показана схема регулирования турбины Т-6-35/1, 2. Система регулирования этой турбины предназначена для поддержания рабочего числа оборотов и заданного давления пара в отборе при изменении электрической и тепловой нагрузки. Система имеет две импульсные проточные линии Л и М, из которых одна управляет сервомотором ЧВД, а другая — сервомотором ЧНД. Изменение каждого из регулируемых параметров вызывает изменения расхода масла через обе импульсные линии, что приводит к перемещению сервомоторов ЧВД и ЧНД. Обратные гидравлические связи каждого сервомотора воздействуют только на свой стечной золотник. Изменения одного из параметров регулирования не приводят к изменению другого. Таким образом, система регулирования выполнена связной и автономной.

Для изменения числа оборотов турбины при неизменной нагрузке (индивидуальная работа) или для изменения нагрузки турбины при неизменном числе оборотов (параллельная работа на электросети) предусмотрен синхронизатор, с помощью которого меняется сжатие пружины в трансформаторе давления.

Для изменения давления в камере отбора предусмотрен винт с маховичком 2, вращением которого изменяется сжатие пружины регулятора давления. Диапазон регулирования давления в камере отбора осуществляется в пределах 20% расчетного.

Все механизмы регулирования турбины размещены в компактном корпусе, расположенном на крышке переднего подшипника.

Турбина Т-12-35/1,2 УТМЗ

На рис. 9-12 приведен продольный разрез турбины мощностью 12 Мвт на 3000 об/мин. Турбина предназначена для привода электрического генератора переменного тока (табл. 9-1).

Параметры свежего пара: давление 34,3 бар и температура 435 °С. Проточная часть турбины состоит в ЧВД из двухступенной регулирующей ступени и одиннадцатой ступени давления, в ЧНД — из регулирующей ступени и трех ступеней давления. Турбина имеет два нерегулируемых и один регулируемый отбор пара для целей теплофикации. Давление

Таблица 9-1

Техническая характеристика турбины Т-12-35 1,2 УТМЗ (температура охлаждающей воды — 20 °С)

Наименование	Мощность турбины на выходе генератора, Мвт			
	12	12	15,9	15,3
Расход пара, т/ч	55	81,5	82	90
Расход пара на регулируемый отбор, т/ч	0	65	20	50
Удельный расход пара, кг (квт·ч)	4,58	6,79	5,15	5,82
Температура питательной воды, °С	151	165	166	169

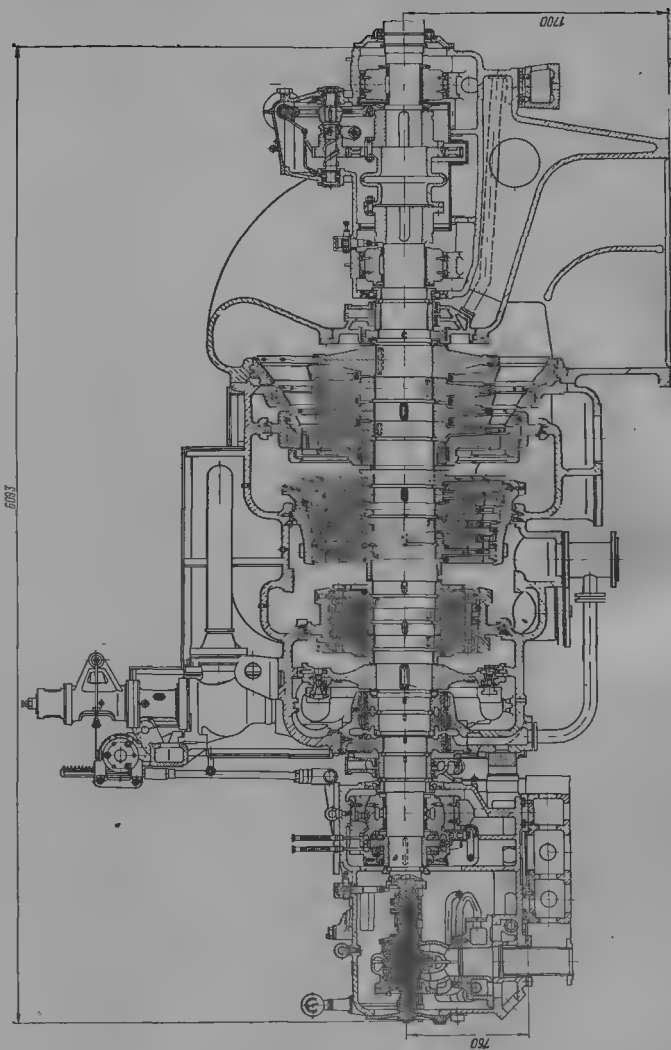


Рис. 9-12. Продольный разрез турбины Т-12.35/1.2 УТМЗ.

Таблица 9-2

Технические данные по работе регенеративных подогревателей

Подогреватель	Параметры пара в камере регенеративного отбора		Количество отбираемого пара, т/ч
	давление, бар	температура, °С	
ПВД № 7	33	387	19±1,9*
ПВД № 6	21,3	333	25,4
ПВД № 5	11,1	263	10,3
Десазатор	11,1	263	7,2
ПНД № 4	5,3	190	10,6±5,7*
ПНД № 3	2,7	130	24,7
ПНД № 2	0,78	—	7,5
ПНД № 1	0,2	—	—

* Пар из уловителей.

пара в регулируемом отборе может изменяться от 0,7 до 2,5 бар.

Передний подшипник турбины комбинированный, опорно-упорный с шаровым вкладышем, что способствует более равномерному распределению осевого усилия на рабочие колодки. В турбине предусмотрено валоповоротное устройство, которое обеспечивает равномерное охлаждение ротора турбины и запуск в работу через любое число часов после останова.

Подогрев питательной воды осуществляется из трех отборов пара: первый — за 6-й ступенью, второй — из регулируемого отбора и третий — из камеры за 14-й ступенью турбины. Температура подогрева питательной воды зависит от режима работы турбины.

Турбина Т-50-130 УТМЗ

На рис. 9-13 (вкладка) см. продольный разрез турбины Т-50-130. Проточная часть двухцилиндровой турбины имеет 25 ступеней: в ЦВД размещены двухвентная регулирующая ступень и восемь ступеней давления, в ЦНД - 16 ступеней давления. Турбина допускает как одноступенчатый, так и двухступенчатый подогрев сетевой воды. В случае одноступенчатого подогрева отбор для теплофикации производится после 23-й ступени, он является регулируемым. Для двухступенчатого подогрева отборы для теплофикации производятся за 21-й и 23-й ступенями. В этом случае регулируется давление только за 23-й ступенью.

Турбина Т-100-130 УТМЗ

Номинальная мощность турбины составляет 105 Мвт при расходе пара 441 т/ч и расчетных параметрах: давление 127,5 бар, температура 565 °С. Скорость вращения 3 000 об/мин. Максимально допустимая мощность турбины составляет 120 Мвт, а максимальный расход пара 460 т/ч. Суммарный от-

бор пара на теплофикацию 320 т/ч, расход тепла 670 Гдж/ч. Продольный разрез турбины показан на рис. 9-14 (вкладка).

Расчетные параметры работы регенеративных отборов пара приведены в табл. 9-2. Эти данные соответствуют следующему режиму работы турбины. Параметры свежего пара номинальные, давление в регулируемом верхнем отборе 0,78 бар, количество тепла, отдаваемого потребителю, 670 Гдж/ч, расход пара через турбину 441 т/ч при температуре охлаждающей воды 20 °С.

Гарантийные удельные расходы пара через турбину представлены в табл. 9-3 [Л. 29 и 34].

Роторы ЦВД и ЦСД соединены жесткой муфтой и имеют один общий упорный подшипник комбинированного типа. Роторы ЦСД, ЦНД и генератора соединены полугибкими муфтами.

Критические числа оборотов роторов турбины: ЦВД 2 325 об/мин, ЦСД 2 210 об/мин, ЦНД 2 425 об/мин.

Турбина снабжена валоповоротным устройством.

Таблица 9-3

Гарантийные данные по удельному расходу пара турбины Т-100-130

Мощность ла элек- трич. генератора, Мвт	Давление пара в регулируемом отборе, бар	Температура сетевой воды на входе, °С	Тепло, отдава- емое внешнему потребителю, Гдж/ч	Температура питательной воды за последние 10 лет (годы погрешностей, °С)	К п. д. генератора, по которым исчислены гарантии, %	Гарантийный удельный расход пара, кг/(квт·ч)
105	0,78	35,4	670	229	98,7	4,20**
98	1,28	56,0	670	229	98,7	4,50
80	0,49	15,0	209	210	98,7	3,89
80*	—	—	—	205	98,7	3,5

* Регулятор давления в отборе выключен.

** Удельные расходы пара даны с допуском 2 % и действительны при условии проведения тепловых испытаний турбины не позднее чем через 6 000 ч после пуска ее в эксплуатацию.

Одновальная четырехцилиндровая турбина с двумя выпусками в общий конденсатор (рис. 9-15, вкладка). ЦВД—двухступенный, противоточный, в левом потоке—одноступенчатая регулирующая ступень и пять ступеней давления. В правом потоке имеется шесть ступеней давления. Из ЦВД пар поступает на промпрегрев, из которого возвращается в ЦСД I, который имеет десять ступеней давления, затем идет двухпоточный ЦСД II, в каждом потоке которого имеется по шести ступеней. Верхний отопительный отбор в ЦСД II осуществляется за четвертой ступенью, нижний—за ЦСД II. ЦНД двухпоточный, в каждом потоке по три ступени (на рисунке не показан).

Турбина предназначена для привода электрического генератора переменного тока мощностью 300 Мвт на 3000 об/мин. Номинальная мощность турбины составляет 250 Мвт при расчетных отборах пара на теплофикацию и включенных регенеративных отборах. Турбина может разнавать электрическую мощность 300 Мвт при отключении теплофикационных отборов.

Расчетные параметры свежего пара составляют: давление 235 бар и температура 560 °C. После ЦВД пар с давлением 40,2 бар и температурой около 315 °C направляется на промпрегрев и возвращается в ЦСД I с давлением 36,3 бар и температурой 565 °C.

Номинальная, она же и максимальная, величина отбора на теплофикацию 590 т/ч, количество отбираемого тепла при этом составляет 1 380 Гдж/ч.

Мощность турбины зависит от температуры подогрева сетевой воды:

при подогреве от 35 до 85 °C 253 Мвт
при подогреве от 42 до 91 °C 250 Мвт
при подогреве от 45 до 95 °C 240 Мвт

Максимальная температура подогрева сетевой воды составляет 120 °C при расходах свежего пара не менее 850 т/ч. При расходе свежего пара менее 850 т/ч максимально допустимое давление в регулируемом теплофикационном отборе и температуре горячей сетевой воды приведены в табл. 9-4.

Допускается длительная работа при любых сочетаниях отклонения параметров пара от номинальных.

Таблица 9-4

Режимы работы теплофикационной турбины Т-250/300-240

Расход свежего пара, т/ч	Давление в верхнем регулируемом отборе, бар	Температура подогрева сетевой воды, °C
700	1,7	110—112
500	1,28	100—102
300	0,78	90—92

Регенеративные отборы турбины Т-250/300-240

Потребитель пара	Параметры пара в камерах регенеративных отборов		Количество отбираемого пара, т/ч
	давление, бар	температура, °C	
ПВД № 8	55,7	357	45,0
ПВД № 7	40,2	316	79,7—6,3*
Турбопривод	23,6	506	118
ПВД № 6	16,9	457	32
Дезаэратор	9,7	383	14,7
ПНД № 5	5,2	309	17,3**—12,5*
ПНД № 4	2,6	247	32,9
ПНД № 3	0,93	150	14,4
ПНД № 2	0,31	—	2,5
ПНД № 1	—	—	—

* Пар из уплотнений

** Пар из выхода турбопривода.

минальных: давления свежего пара от 226 до 235 бар, температуры свежего пара от 550 до 565 °C; температуры промпрегрева от 555 до 570 °C при температуре охлаждающей воды не выше 33 °C.

Данные по регенеративным отборам приводятся в табл. 9-5. Они соответствуют следующему режиму работы турбины: давление в верхнем регулируемом отборе 0,93 бар, температура сетевой воды на входе 42 °C, количество тепла, отдаваемого потребителю, 1 380 Гдж/ч, расход свежего пара через турбину 905 т/ч, температура охлаждающей воды 20 °C.

Гарантийные удельные расходы пара и тепла по турбине приведены в табл. 9-6. Значения удельных расходов пара даны с допуском 2% и действительны при проведении испытаний не позднее чем через 65 000 ч после пуска турбины в эксплуатацию.

Конденсационные турбины с двумя регулируемыми отборами пара

За последние годы в СССР получили достаточно широкое применение турбины с двумя регулируемыми отборами пара. Пар из первого отбора такой турбины используется для производственных целей, а из второго—для теплофикации. Турбина с двумя регулируемыми отборами пара работает в соответствии с тепловыми и электрическим графиками.

Турбина ПТ-25-90/10 КТЗ

Турбина номинальной мощностью 25 Мвт на 3000 об/мин предназначена для привода электрического генератора и рассчитана на параметры свежего пара: давление 88,3 бар,

Техническая характеристика турбины Т-250/300-240

Мощность на валу генератора, Мвт	Давление пара в ре- гулируе- мом отбо- ре, бар	Температура све- жого пара, °С	Тепловая энергия, отдаваемая внешнему потребите- лю, ГДж/ч	Расход пара через стопорный клапан, т/ч	Темпера- тура пята- тельной воды за последним по ходу воды по- догрета- лем, °С	Темпера- тура пром- перегрева на входе в ЦВД, °С	Потери давления на участ- ке от вы- пуска ЦВД до сопловой коронки ЦВД, %	Внутрен- няя мощ- ность при- водной турбины, квт	Расход пара на приводной при- вод, кг/ч	К. п. д. генера- тора, %,	Удельный расход па- ра, кг/(квт·ч)	Удельный расход тепла** кДж/(квт·ч х°С)
250	0,93	42	1380	905	263	555	12,5	11 500	118	98,8	3,46	—
253	0,83	35	1380	905	263	565	12,5	11 500	117	98,8	3,42	—
245	1,18	39	1340	905	263	565	12,5	11 500	119	98,8	3,53	—
250*	—	—	—	730	250	555	12,5	8 700	92	98,8	2,83	8 010

* Регулятор давления в отборе выключен.

** На конденсационном режиме

Примечание. Для первых трех режимов регулируемое давление поддерживается в вертикальном теплофикационном отборе.

температуру 535 °С. Продольный разрез турбины показан на рис. 9-16.

Проточная часть турбины состоит из 19 ступеней. Регулирующая ступень ЧВД — двухвечная, регулирующая ступень ЧСД — одновечная. Турбина имеет два регулируемых отбора пара для снабжения тепловой энергией производственного и теплофикационного потребителей. Расчетные давления пара в регулируемых отборах составляют: в первом 9,8 бар и во втором 1,2 бар. При номинальных параметрах свежего пара и расчетных давлениях в отборах расходы пара в отборы составляют: 70 т/ч — на производство и 50 т/ч — на теплофикацию.

Турбина может длительно работать с максимальной мощностью 30 Мвт при номинальных параметрах свежего пара и регулируемых отборах.

Турбина ПТ-50-130/7 УТМЗ

Одновальная двухцилиндровая паровая турбина номинальной мощностью 50 Мвт на 3000 об/мин предназначена для привода электрического генератора типа ТВФ-60-2. Турбина рассчитана на параметры свежего пара: давление 127,5 бар и температуру 565 °С. Расчетные давления в регулируемых отборах: на производство 6,9 бар, на теплофикацию 1,2 бар. Пределы изменения давления в регулируемых отборах составляют: в производственном от 4,9 до 9,8 бар и в теплофикационном от 0,6 до 2,5 бар. Продольный разрез турбины см. рис. 9-17 (вкладка). ЦВД имеет двухвечную регулирующую ступень и восемь ступеней давления. ЦНД состоит из пятнадцати ступеней. Восьмая ступень ЦНД является одновечной регулирующей ступенью с сопловым парораспределением, она предназначена для регули-

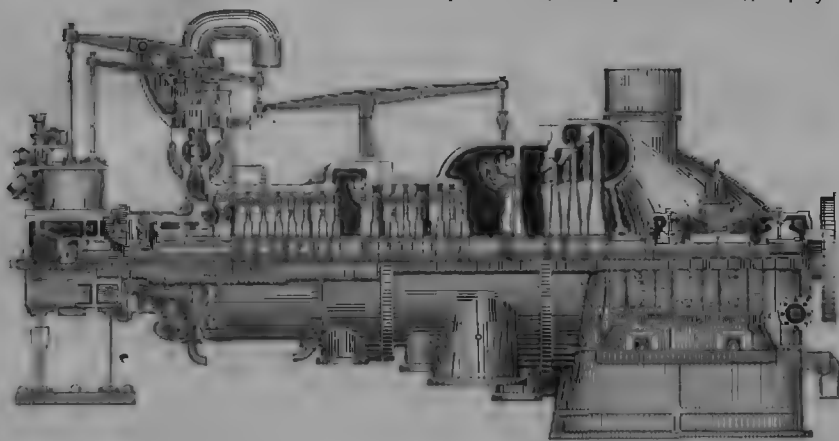


Рис 9-16. Продольный разрез турбины ТТ-25-90/10 КТЗ

Таблица 9-7

Регенеративные отборы турбины ПТ-50-130/7

Потребитель пара	Параметры пара в отборах		Количество пара, поступающего в подогреватели, т/ч
	давление, бар	температура, °С	
ПВД № 7	33,3	395	11,2+1,5*
ПВД № 6	21,7	346	10,9
ПВД № 5	14,0	296	12,7
Дезаэратор	6,9	222	2,0
ПНД № 4	6,9	222	3,0+5,5*
ПНД № 3	2,1	137	7,5
ПНД № 2	0,9	—	1,3
ПНД № 1	0,45	—	0,3

* 1,5 и 5,5 т/ч — пар из уплотнений.

ТЭЦ и комплектуется с генератором переменного тока ТВВ-165-2.

Турбина выполнена двухцилиндровой. Давление производственного отбора пара составляет 14,7 бар, а номинальная величина отбора равняется 320 т/ч. Производственный отбор пара осуществляется за 13-й ступенью. Турбина имеет два теплофикационных отбора (верхний и нижний), они выполнены за 20-й и 22-й ступенями. Пределы регулирования теплофикационных отборов: в верхнем отборе от 0,9 до 2 бар и в нижнем от 0,4 до 1,2 бар. Номинальная величина отопительных отборов (суммарно) по теплу 465 Гдж/ч и по расходу 210 т/ч. Предусмотрен дополнительный нерегулируемый отбор пара для собственных потребностей ТЭЦ при давлении 4,9 бар в количестве 75 т/ч.

Таблица 9-8

Техническая характеристика турбины ПТ-50-130/7

Мощность на валу генератора, Мвт	Количество отбираемого пара на производство (6,9 бар), т/ч	Сетевая вода на входе в бойлеры, °С	Давление в теплофикационном отборе, бар	Тепло, отдаваемое потребителям, Гдж/ч	Температура питательной воды за последним по ходу воды подогревателем, °С	К. п. д. регенератора по которому исключается паровод, %	Гарантийный удельный расход пара*, кг/(квт·ч)
50	118	51	0,9	167,6	230	98,6	5,48
50	160	—	—	—	230	98,6	5,50
50	67	52,5	1,1	251,4	227	98,6	5,10
40	—	—	—	—	198	98,3	3,04

* Значения удельных расходов пара приведены с допуском 2% и действительны при проведении тепловых испытаний на позднее чем через 65 000 ч после пуска турбины в эксплуатацию.

Таблица 9-9

Режим работы турбины ПТ-135/165-130/15

Режим турбины	Мощность, Мвт	Расход свежего пара, т/ч	Расход пара на производство, т/ч	Суммарный расход тепла (пар) из теплофикации, Гдж/ч(т/ч)
Номинальный производственный и два теплофикационных отбора пара*	135	735	320	110/210
Конденсационный (без регулируемых отборов пара)*	120	320**	—	—

* При этих режимах регенеративные отборы включены для подогрева питательной воды.

** 320 т/ч — максимальный расход пара через последнюю ступень.

рования расхода пара после производственного отбора. Роторы ЦВД и ЦНД турбины и генератора соединены между собой жесткими муфтами. Благодаря противоположным направлениям движения пара через ЦВД и ЦНД осевые усилия их роторов в основном взаимно компенсируются, оставляющую разность усилий воспринимает комбинированный опорно-упорный подшипник.

В турбине предусмотрено семь отборов пара для регенеративного подогрева питательной воды.

Данные по регенеративным отборам приведены в табл. 9-7.

Гарантийные данные по удельному расходу пара даны в табл. 9-8.

Турбина ПТ-135/165-130/15 УТМЗ

Турбина с двумя регулируемыми отборами пара ПТ-135/165-130/15 рассчитана на номинальную мощность 135 Мвт, на 3 000 об/мин. Максимальная мощность турбины составляет 165 Мвт. Расчетные параметры свежего пара: давление 127,5 бар и температура 565 °С. Турбина предназначена для установки на мощных

Конструкция турбины показана на рис. 9-18 (вкладка). Турбина имеет некоторые конструктивные решения, общие с турбинами Р-100-130/15 и Т-250-240.

Техническая характеристика турбин ПТ-135/165-130/15

Мощность на закладах ге- нератора, Мвт	Расход пара на производственный отбор при давле- нии 14,7 бар, т/ч	Тепло, отдаваемое из теплофикацион- ных отборов пот- ребителям, ГДж/ч	Давление в регу- лируемом верхнем теплофикацион- ном отборе, бар	Температура обратной сете- вой воды, °С	К. п. д. ге- нератора, %	Температура подогрева питательной воды, °С	Удельный расход пара, кг/(квт·ч)
135	320	461	0,8	25	98,6	232	5,47
135	390	—	—	—	98,6	232	5,48
135	230*	586,6	1,2	42	98,6	231	5,21
120**	—	—	—	—	98,6	220	3,64

* Давление в камере отбора 15,4 бар

** Регуляторы отбора выключены (при этом режиме расход охлаждающей воды 12 400 м³/ч при температуре 20 °С, гарантийный удельный расход тепла 9 575 кДж/(квт·ч)).

Турбина ПТ-135/165-130/15 имеет четыре подогревателя низкого давления, деаэратор на 5,9 бар и три подогревателя высокого давления. Технические данные по режимам работы турбины приведены в табл. 9-9.

Гарантийные данные по удельному расходу пара турбины приведены в табл. 9-10 [Л. 29].

Турбина ПТ-60-130/13 ЛМЗ

Одновальная двухцилиндровая турбина номинальной мощностью 60 Мвт на 3 000 об/мин предназначена для привода электрического генератора. Турбина имеет два регулируемых отбора пара для снабжения внешних производственных и теплофикационных потребителей и рассчитана на параметры свежего пара: давление 127,5 бар и температуру 565 °С, при одновременных отборах пара на производств в количестве 140 т/ч при давлении 12,75 бар и на теплофикацию в количестве 100 т/ч при давлении 1,2 бар.

Турбина развивает электрическую мощность 55 Мвт при максимальном теплофикационном отборе 160 т/ч и давлении в отборе 1,2 бар и нулевом производственном отборе.

Пределы изменения давлений в регулируемых отборах пара составляют: производственный — от 6,9 до 15,7 бар и теплофикационный — от 0,7 до 2,5 бар. Турбина может работать при номинальных параметрах с максимальным расходом свежего пара около 387 т/ч и расходе пара в конденсатор 160 т/ч. Не допускается работа турбины при давлении в камере перегрузочного клапана (за четвертой ступенью) выше 90 бар, при давлении пара в камере производственного отбора выше 17,6 бар, при давлении пара в камере регулирующего колеса ЦНД (за 13-й ступенью) выше 13,7 бар, при включенном регуляторе давления в камере производственного отбора ниже 7,9 бар и температуре выпускной части ЦНД выше 60 °С.

Расчетная температура охлаждающей воды, поступающей в конденсатор, составляет 20 °С, максимально допустимая 33 °С.

Продольный разрез турбины см. рис. 9-19 (вкладка). Проточная часть ЦВД состоит из одновенечной регулирующей ступени и шестнадцати ступеней давления. Второй цилиндр состоит из ЦСД, который имеет одновенечную регулирующую ступень и восемь ступеней давления, и ЧНД, которая также имеет одновенечную регулирующую ступень и три ступени давления.

В турбине предусмотрено семь регенеративных отборов пара для подогрева питательной воды.

В табл. 9-11 приведены гарантийные данные по турбине, которые исчислены при нормальной температуре воды на выходе из деаэратора, равной 158 °С.

Заводские расчетные значения удельных расходов пара даны с допуском 1,5% и действительны при условии проведения тепловых испытаний турбины не позднее чем через 65 000 ч после пуска ее в эксплуатацию.

В настоящее время выпущены новые стандарты на паровые турбины, которые приведены в приложении 1.

Таблица 9-11

Техническая характеристика турбины ПТ-60-130, 13

Электри- ческая мощность генератора, Мвт	Количество отби- ремого пара, т/ч		Температу- ра пита- тельной воды, по- ступающей в котел, °С	К. п. д. ге- нератора, по кото- рым исчи- слены га- рантии, %	Гарантий- ный удель- ный расход пара**, кг/(квт·ч)
	при $p_0 =$ 12,75 бар	при $p_0 =$ 1,2 бар			
60	140	100	242	98,6	5,85
50	115	86	232	98,6	5,77
50	0*	160	225	98,6	4,65
50	230	0	245	98,6	7,05

* Давление в камере отбора 15,7 бар

** С допуском 1,5 %.

В промышленности находят применение турбины с противодавлением. Отработавший пар такой турбины используется для целей производства. Мощность турбины с противодавлением зависит от количества пара, проходящего через турбину, которое определяется нуждами теплового потребителя. Таким образом, турбина с противодавлением не может одновременно следовать графикам электрической и тепловой нагрузки предприятия. Поэтому турбины с противодавлением чаще всего работают параллельно с конденсационными турбинами, причем турбина с противодавлением вырабатывает только то количество электроэнергии, которое соответствует пропуску пар, идущего затем к теплому потребителю. Остальная часть электрического графика обеспечивается конденсационными турбинами.

Конструктивно турбины с противодавлением значительно проще, чем конденсационные. Размеры последней ступени такой турбины по сравнению с размерами последней ступени конденсационной турбины при одной и той же мощности значительно меньше.

Роторы турбин с противодавлением изготавливаются с постоянным средним диаметром ступеней или с небольшим возрастанием диаметра.

В настоящее время предпочитают выдерживать постоянными не средние диаметры ступеней, а диаметры венцов дисков, что позволяет унифицировать хвостовые части рабочих лопаток.

По выполнению проточной части турбины с противодавлением почти ничем не отличаются от ЦВД конденсационных турбин.

К типу турбин с противодавлением относятся также и предвключенные турбины. Исторически они возникли в результате реконструкции существовавших станций среднего давления путем надстройки высоким давлением.

Отработавший пар предвключенной турбины поступает в конденсационные турбины среднего давления. Иногда перед тем, как направить пар в турбины среднего давления, его подвергают вторичному перегреву.

Турбины с противодавлением и предвключенного типа строятся, как правило, с соловым парораспределением, которое обеспечивает более высокий к. п. д. при частичных нагрузках по сравнению с дроссельным.

В конце 50-х годов в связи с прекращением строительства станций на средние параметры и завершением реконструкций старых станций выпуск предвключенных турбин практически прекратился.

Турбины с противодавлением выпускают КТЗ как с регулируемым, так и без регулируемого отбора пара мощностью от 2,5 до 12 Мвт.

Турбины КТЗ рассчитаны на параметры свежего пара: 35 бар и 435°C — среднего давления или 90 бар и 535°C — высокого давления. Турбины высокого давления могут использоваться и в качестве предвключенных. В этом случае отработавший пар от них направляется для привода турбин среднего (29 бар) или низкого (15—16 бар) давления.

Корпуса турбин с противодавлением на 3—6 бар выполняются с вертикальным разъемом: передняя часть изготавливается из стали, литья, а выпускная — из чугуна.

Корпуса турбин с противодавлением на 11—15 бар и турбин, предназначенных для работы паром 90 бар и 535°C, выполняются из одной стальной отливки, без вертикального разрыва.

Корпуса турбин на высокие параметры выполняются со специальными лапами, которыми они опираются на передний и задний подшипники. Кроме того, в конструкции предусмотрены гибкие элементы, с помощью которых корпус турбины соединяется с подшипниками. Такие соединения компенсируют тепловые расширения корпуса и предотвращают растрескивание турбины.

Турбины КТЗ имеют передний опорно-упорный подшипник, унифицированную конструк-

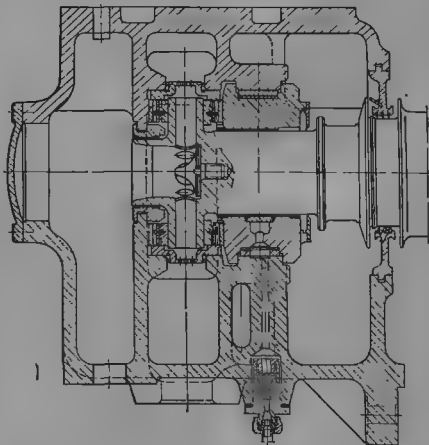


Рис. 9-20. Комбинированный опорно-упорный подшипник и регулятор скорости.

ция которого является типичной для этого завода. Колесо главного масляного насоса выполняется заодно с валом и используется в качестве упорного диска подшипника (рис. 9-20). Ряд особенностей системы регулирования и маслораспределения позволяет использовать главный масляный насос одновременно в качестве регулятора скорости.

Подача масла к центробежному насосу производится из передней камеры корпуса подшипника, а опорная часть комбинированного подшипника является уплотнением насоса. Следовательно, смазка переднего опорно-упорного подшипника производится силовым маслом, которое подается насосом к инжектору и в систему регулирования.

Турбина Р-4-35/3 КТЗ

Турбина мощностью 4 Мет при 3000 об/мин (рис. 9-21) рассчитана на параметры свежего пара 35 бар, 435°C и на противодавление 3 бар. Допустимые пределы колебания параметров по давлению и температуре свежего пара от 32 до 37 бар и от 420 до 445°C, а по противодавлению от 2 до 4 бар. Кроме того, допускается длительная работа турбины при

29 бар и 400°C с изменением противодавления от 2 до 4 бар.

Турбина однокорпусная, активного типа. Ее проточная часть состоит из двухвечной регулирующей ступени и девяти ступеней давления. В турбине предусмотрен один нерегулируемый регенеративный отбор пара. Парораспределение турбины сопловое, что присуще всем турбинам, выпускаемым КТЗ. Шесть регулирующих клапанов установлены на верхней части корпуса.

Ротор состоит из вала и десяти дисков, насаженных на вал в горячем состоянии с натягом.

Основные технические данные по турбине при ее работе на расчетных параметрах пара следующие: расход свежего пара при номинальной мощности 35,6 т/ч, удельный расход пара 8,9 кг/(квт·ч).

Концевые уплотнения лабиринтовые, с усиками, зачеканенными в уплотнительные сегменты. Передний подшипник комбинированный, опорно-упорный, главный масляный насос центробежного типа одновременно выполняет функции регулятора скорости. Ротор турбины соединен с ротором электрогенератора гибкой муфтой. Фикс-пункт турбины распо-

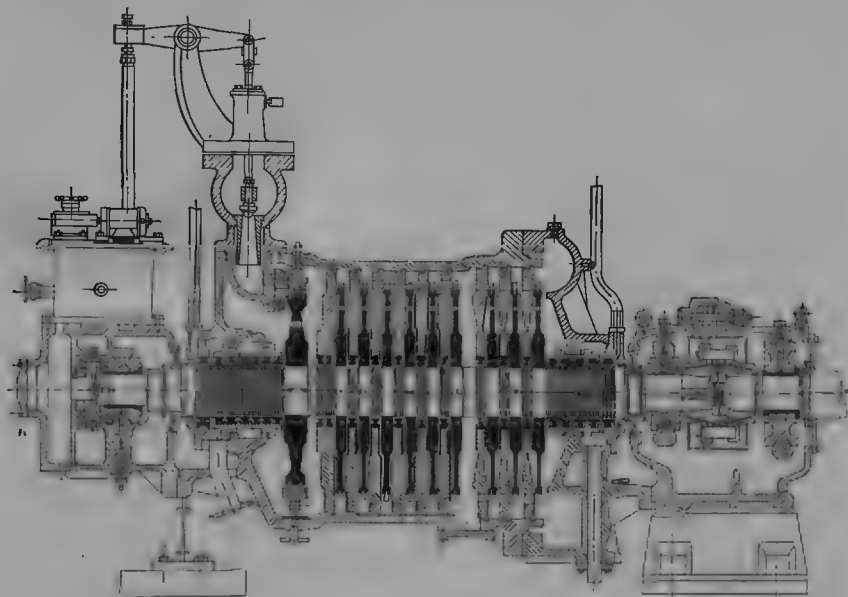
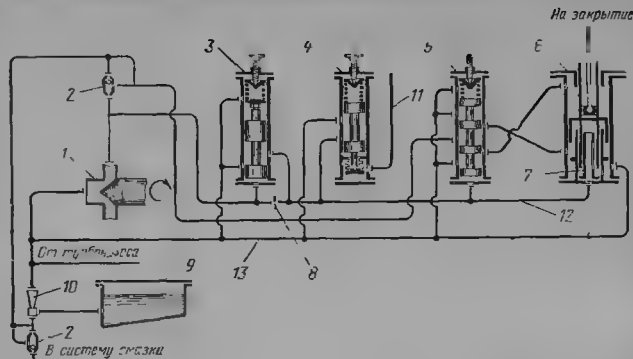


Рис. 9-21. Продольный разрез турбины Р-4-35/3 КТЗ.

Рис. 9-22. Принципиальная схема регулирования паровых турбин с противодавлением.

1 — насос-регулятор скорости; 2 — обратные клапаны; 3 — трансформатор давления; 4 — регулятор давления; 5 — отсечной золотник; 6 — сервомотор; 7 — обратная связь; 8 — дроссельная диафрагма; 9 — масляный бак; 10 — масляный инжектор; 11 — трубопровод от выпускного патрубка турбины; 12 — импульсная линия; 13 — сливная линия.



жеи у выпускного патрубка, так что ее корпус расширяется в сторону переднего подшипника. Турбина имеет валоповоротное устройство с ручным приводом.

В систему регулирования турбины из главного насоса масло поступает с давлением 3,4—6,4 бар, а к ее подшипникам (кроме переднего) и к подшипникам генератора и возбудителя с давлением 0,5 бар.

На время пуска и останова в системе маслообеспечения турбины предусмотрен турбонасос. Аварийный масляный насос с электроприводом от сети переменного тока автоматически включается в работу при падении давления масла в системе подшипников ниже 0,2 бар.

На рис. 9-22 показана принципиальная схема регулирования. Схема предназначена, во-первых, либо для автоматического поддержания числа оборотов турбины с помощью регулятора скорости 1 при работе турбины на индивидуальную сеть, либо, во-вторых, для автоматического поддержания противодействия турбины с помощью регулятора давления 4 при параллельной работе с другими турбинами.

В первом случае управление регулирующими клапанами осуществляется регулятором скорости 1 и трансформатором давления 3. Давление пара в выпускной части турбины должно быть меньше допускаемого статической характеристикой регулирования. При этом золотник регулятора давления 4 усилением верхней пружины будет опущен в крайнее положение и выключится из работы. Через турбину будет проходить количество пара, определяемое электрической нагрузкой. При недостаточном расходе пара удовлетворение внешних потребителей тепла осуществляется редукционно-охладительной установкой.

В случае работы турбины по тепловому графику регулирующими клапанами управляет регулятор давления 4. В этом случае выключается трансформатор давления 3 — усилением верхней пружины золотник трансформатора опускается в нижнее положение. Окна в бунке регулятора давления оказываются открытыми, что приводит к выравниванию давлений в импульсной и сливной линиях.

Рассмотрим случай действия регулирования при уменьшении расхода пара на теплоснабжение. В этом случае увеличение давления в выпускной части турбины (линия 11) сместит вверх золотник регулятора давления, который прикроет сливное окно из импульсной линии. Давление масла в импульсной линии повысится, отсечной золотник 5 поднимется вверх, из верхней камеры сервомотора 6 масло пойдет на слив, а в его нижнюю камеру будет поступать силовое масло, что приведет к частичному закрытию регулирующих клапанов, т. е. к понижению расхода пара через турбину.

Турбина Р-12-35/5 КТЗ

На рис. 9-23 показан продольный разрез турбины мощностью 12 Мвт на 3000 об/мин. Турбина рассчитана на параметры свежего пара 34,3 бар и 485 °С. Противодействие турбины составляет 4,9 бар. Турбина предназначена для привода электрического генератора. В отличие от турбины Р-4-35/3 эта турбина имеет одновентушную регулирующую ступень и семь ступеней давления. Диски на вал турбины насажены в горячем состоянии с натягом. На вал турбины специально насажен массивный диск, с помощью которого настраивается критическое число оборотов ротора.

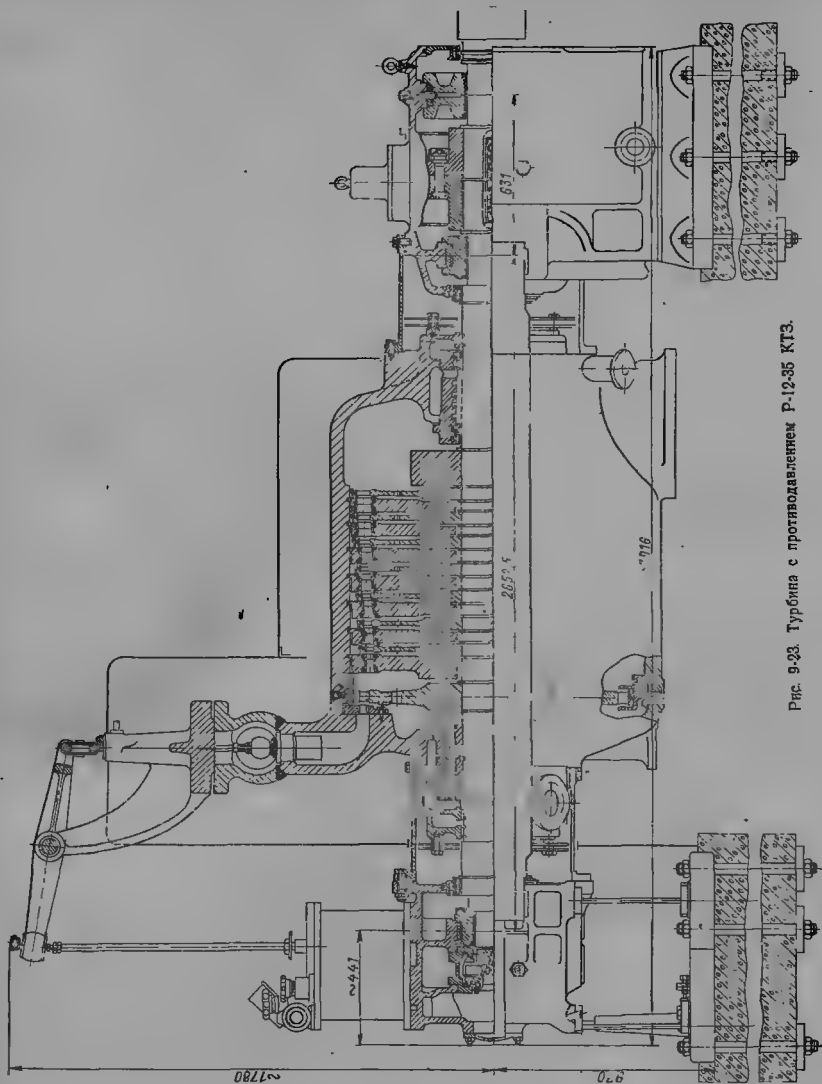


Рис. 9-23 Турбина с противодействием Р-12-35 КТЗ.

Таблица 9-13

Регенеративные отборы турбины Р-100-130/15

Подогреватели	Параметры пара в камере отбора на регенерацию		Количество отбираемого пара, т/ч
	Давление, бар	Температура, °С	
ПВД № 3	34,5	385	34,0
ПВД № 2	23,1	335	31,0
ПВД № 1	15,0	284	38,2

режиме приведены в табл. 9-13. Питательная вода подступает в ПВД № 1 из деаэратора 5,9 бар.

Турбина Р-50-130, 18 ЛМЗ

Паровая турбина мощностью 50 Мвт на 3000 об/мин предназначена для привода электрического генератора. Турбина рассчитана на параметры свежего пара 127,5 бар и 565°С. Противодавление турбины в выпускном патрубке может изменяться в широких пределах, от 7 до 21 бар. Допустима длительная работа турбины и при отклонениях параметров свежего пара: от 122,5 до 132,5 бар — по давлению и от 555 до 570°С — по температуре. Допускается также длительная работа турбины с максимальной мощностью 60 Мвт при номинальных начальных параметрах пара и противодавлении не выше 13,7 бар. При увеличении противодавления более 13,7 бар мощность турбины не должна превышать 50 Мвт. Максимально допустимый расход пара через турбину составляет 480 т/ч.

На рис. 9-25 (вкладка) см. продольный разрез турбины. Проточная часть состоит из одно-вечной регулирующей ступени и шестнадцати ступеней давления. Свежий пар подступает к четырем регулирующим клапанам. Четвертый регулирующий клапан открывается одновременно с пятым, перегрузочным клапаном, подводящим пар к пятой ступени. Турбина имеет три регенеративных отбора для подогрева питательной воды до температуры 235°С.

Турбина снабжена валоповоротным устройством, которое позволяет пустить ее в работу через любой отрезок времени после останова. Это устройство может непрерывно вращать ротор со скоростью 3,4 об/мин или при помощи специального автомата поворачивать его каждые 10 мин на 180°.

Фикс-пункт турбины расположен на раме заднего подшипника со стороны генератора. Расширение турбины происходит в сторону переднего подшипника.

Гарантийные данные турбины приведены в табл. 9-14.

Корпус турбины жестко связан с корпусом переднего подшипника и опирается лапами на гибкую стойку, которая позволяет ему перемещаться в продольном направлении при тепловом расширении.

Турбина имеет такую же систему регулирования, как и турбина Р-4-35/3, см. рис. 9-22.

Основные данные, характеризующие работу турбины при расчетных параметрах пара: номинальная мощность 12 Мвт, номинальный расход пара 188,4 т/ч, удельный расход пара 15,7 кг/(квт·ч).

Турбина Р-100-130/15 УТМЗ

На рис. 9-24 (вкладка) см. продольный разрез турбины мощностью 100 Мвт на 3000 об/мин. Турбина имеет параметры свежего пара 127,5 бар и 565°С. Расчетное противодавление за турбиной составляет 14,7 бар. Турбина может эксплуатироваться с противодавлением, изменяющимся от 11,8 до 20,6 бар.

Проточная часть турбины состоит из одно-вечной регулирующей ступени и шести ступеней давления в первом потоке, который имеет внутренний и внешний корпусы. Пройдя первый поток, пар поворачивает на 180° и направляется во второй поток, состоящий из шести ступеней давления. В турбине предусмотрен нерегулируемый отбор пара для внешнего потребления в количестве до 90 т/ч с давлением от 34,4 до 39,2 бар.

Турбина может развивать максимальную электрическую мощность 107 Мвт при противодавлении 11,8 бар и нулевом нерегулируемом отборе. Максимальный расход свежего пара составляет 760 т/ч, и при этом расход пара в линию противодавления равен примерно 650 т/ч, так как 110 т/ч расходуется в отборы на регенерацию.

Гарантийные данные по турбине приведены в табл. 9-12.

Турбина имеет три нерегулируемых отбора пара для подогрева питательной воды. Данные по регенеративным отборам при номинальном

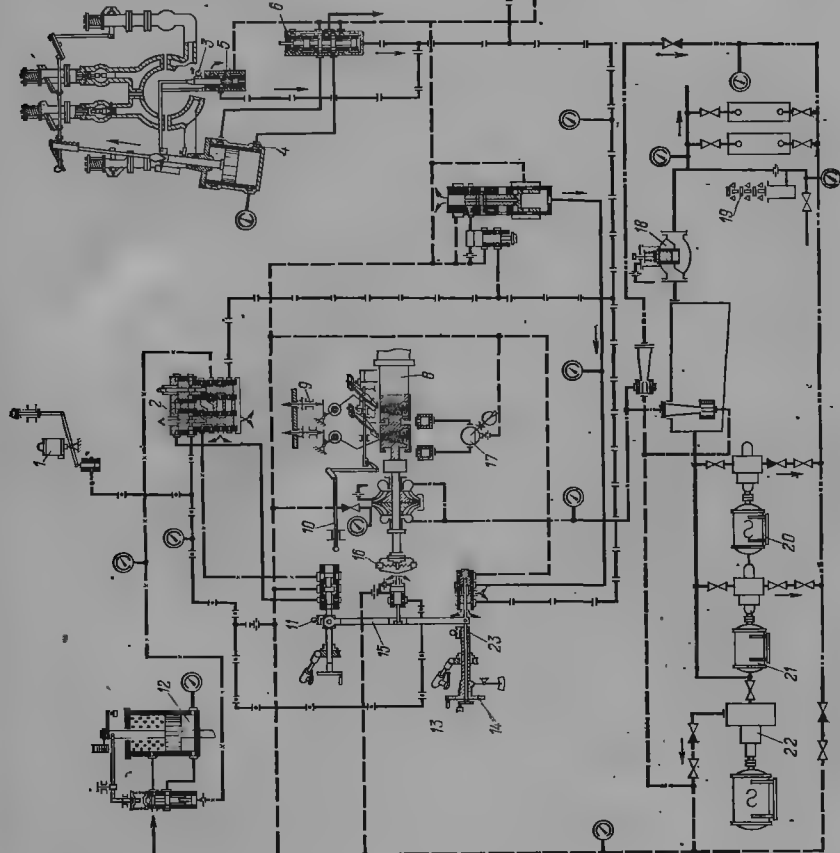
Таблица 9-14

Техническая характеристика Р-100-130/15

Мощность турбины на валу генератора, Мвт	К. п. д. генератора, %	Температура питательной воды, °С	Гарантийный удельный расход пара*, кг/(квт·ч)
100	98,7	234	7,6
80	98,7	227	7,9

* Удельный расход пара гарантируется с допуском $\pm 1,5$ % при значениях параметров свежего пара $p_0 = 127,5$ бар, $t_0 = 565$ °С и противодавлении $p_{пр} = 14,7$ бар.

Рис. 9-26. Схема регулирования турбины Р-50-150/18 ЛМЗ.



ния (переменного тока); 23 — электроуказатель, ограничитель мощности.

Таблица 9-14

Техническая характеристика турбины
Р-50-130/13

Мощность турбины на валу генератора, Мвт	Температура питательной воды за последним подогревателем, °С	К. п. д. генератора, по которым исчислены гарантии, %	Гарантийный удельный расход пара, кг/(квт.ч)
50	235	98,5	7,4
40	226	98,4	7,7

* Удельный расход пара гарантируется с допуском 3 %.

Турбина имеет гидродинамическую систему регулирования, которая обеспечивает необходимое воздействие на органы парораспределения при изменении электрической и тепловой нагрузок. Схема регулирования турбины показана на рис. 9-26. При включенном регуляторе давления регулятор скорости поддерживает постоянно числа оборотов турбоагрегата с неравномерностью около 5%. Регулятор скорости снабжен механизмом управления, который может приводиться в действие как вручную, непосредственно у турбины, так и дистанционно, со щита управления.

Регулятор давления предназначен поддерживать постоянное давление пара в выпускном патрубке турбины. Он снабжен электродвигателем для подрегулировки давления и включается в работу только при параллельной работе турбин. Неравномерность регулирования давления для турбин, работающих с противодавлением от 7 до 11 бар, составляет около 2 бар, а для работающих с более высоким противодавлением — около 3 бар.

При мгновенном сбросе нагрузки с генератора система регулирования приводит к быстрому закрытию клапанов турбины независимо от того, включен или выключен регулятор противодавления.

Турбины с противодавлением и одним регулируемым отбором пара**Турбина ПР-6-35(10)5 КТЗ**

Турбина построена для привода электрического генератора мощностью 6 Мвт на 3000 об/мин. Параметры свежего пара перед турбиной: давление 34,3 бар и температура 435°C; давление в регулируемом отборе 9,8 бар и противодавление 4,9 бар.

Продольный разрез турбины показан на

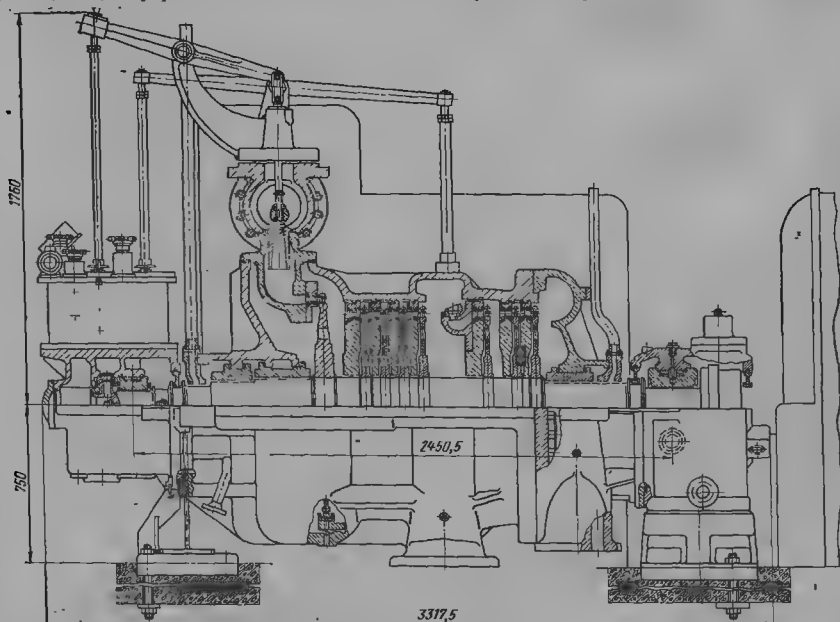


Рис. 9-27. Продольный разрез турбины ПР-6-35(10)5 КТЗ.

рис. 9-27. В ЧВД турбины расположены одно-вечная регулирующая ступень и четыре ступени давления. ЧНД турбины состоит из одно-вечной регулирующей ступени и трех ступеней давления. Регулирование турбины сопловое для обеих регулирующих ступеней. Свежий пар к турбине подводится регулируемыми клапанами. Подвод пара из камеры регулируемого отбора в часть низкого давления осуществляется поворотной диафрагмой. Пар из регулируемого отбора и противодавления используется для внешних потребителей.

Пределы изменения давления пара в регулируемом отборе — от 7,8 до 12,7 бар, противодавление может изменяться от 3,9 до 7,8 бар. Указанный диапазон изменения давлений необходим для удовлетворения потребителей тепловой энергии.

На рис. 9-28 (вкладка) приведена схема регулирования турбины с противодавлением и регулируемым отбором пара.

Главный масляный насос II является также и регулятором скорости. Система регулирования и маслообеспечения турбины сконструирована таким образом, что давление масла за насосом практически зависит только от числа оборотов и благодаря этому используется в системе регулирования как импульс по изменению скорости.

Регулирование впуска свежего пара в турбину осуществляется сервомотором 6. Его отсечным золотником 5 управляет насос-регулятор II. Кроме того, сервомотором 6 управляют регуляторы отбора и противодавления. Регулятор противодавления 9 находится под воздействием давления отработавшего пара через соединительную трубу Е. Регулятор противодавления соединяется гидравлическими связями с золотниками сервомоторов так, что при повышении или понижении давления отработавшего пара вызывает одновременное закрытие или открытие регулирующих клапанов и поворотной диафрагмы. Перемещения обеих частей системы регулирования подобраны так, что количество пара из камеры регулируемого отбора сохраняется при этом неизменным. Регулятор давления отбора пара из турбины 10 также воздействует на регулирующие клапаны свежего пара. При изменении отбора пара регулятор изменяет открытие регулирующих клапанов свежего пара.

Регуляторы противодавления 9 и отбора 10 имеют устройства для ручной коррекции давлений за турбиной и в отборе.

Регулирование обладает высокой степенью быстродействия, даже при полном сбросе электрической или паровой нагрузки не вызывает срабатывания регулятора безопасности.

Регулирование числа оборотов осуществляется синхронизатором 3, который обеспе-

чивает:

изменение числа оборотов турбины на холостом ходу;

поддержание номинальной частоты при изменении нагрузки в случае одиночной работы турбины;

нагружение турбины при параллельной работе и перевод нагрузки с одной турбины на другую.

Вращение синхронизатора осуществляется вручную или дистанционно электродвигателем со щита управления.

9-5. ДИАГРАММЫ РЕЖИМОВ ТУРБИНЫ

Диаграммы режимов турбины позволяют определить расход свежего пара в зависимости от мощности и расхода пара в отборы или найти расходы пара в отборы в зависимости от мощности турбины и расхода свежего пара.

Диаграмма режимов турбины с одним регулируемым отбором пара

Тепловой процесс турбины с одним регулируемым отбором представлен на рис. 9-29 (здесь H'_1 и H''_1 — полезно использованные теплосодержания в ЧВД и ЧНД; $\Delta p = p_{\text{вх}} - p_{\text{шт}}$ — потеря давления в регулирующих клапанах ЧНД). Величина Δp зависит от парораспределения ЧНД, расхода пара в конденсатор D и может изменяться в больших пределах, от 3—5 до 30% и более от $p_{\text{шт}}$.

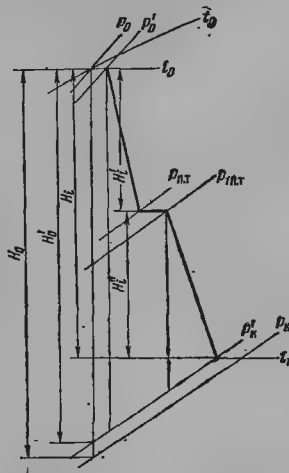


Рис. 9-29. Тепловой процесс конденсационной турбины с регулируемым производственным или теплофикационным отбором пара в i -с-диаграмме.

Уравнение мощности турбины с отбором

$$N_a = \frac{D_a H_i + D_{п.т} H'_i}{3600} \gamma_m \gamma_g, \text{ кет, (9-48)}$$

где D_k — расход пара в конденсатор, кг/ч;

$D_{п.т}$ — расход пара для производственных или теплофикационных целей, кг/ч;

$H_i = H'_i + H''_i$ — полезно используемое теплопадение для сквозного потока пара в конденсатор, кдж/кг.

Уравнение (9-48) позволяет подсчитать мощность турбины для любых расходов пара D_k и $D_{п.т}$. Изменяя попеременно в этом уравнении D_k и $D_{п.т}$, можно найти зависимость N_a от D_k при $D_{п.т} = \text{const}$ или от $D_{п.т}$ при $D_k = \text{const}$ и построить диаграмму режимов.

При приближенном методе построения диаграммы режимов с достаточной точностью можно положить, что N_a в зависимости от D_k и $D_{п.т}$ изменяется прямолинейно.

а) Линия конденсационного режима ($D_{п.т} = 0$). Уравнение (9-48) в этом случае принимает вид:

$$N_a = \frac{D_k H_i}{3600} \gamma_m \gamma_g. \quad (9-49)$$

Максимальный расход пара в конденсатор $D_{к.макс}$ при номинальной мощности $N_a^{\text{ном}}$ известен из расчета. Откладывая (рис. 9-30) на оси абсцисс $N_a^{\text{ном}}$, а на оси ординат $D_{к.макс}$, получаем точку k .

Максимальный расход свежего пара через турбину $D_{от.макс}$ также известен из расчета. При $D_{от.макс}$ турбина будет развивать номинальную мощность (точка a), а при некоторой частичной мощности — отдавать максимальное количество пара в отбор $D_{от.макс}$ (точка o). Линия oa определяет максимальный пропуск пара через турбину. Точка a на диаграмме характеризует связь между $N_a^{\text{ном}}$, $D_{от.макс}$ и $D_{п.т \text{ расч}} = D''$.

Потерю энергии на преодоление сопротивлений холостого хода турбоагрегата можно приближенно определить из уравнения

$$\Delta N_n = N_i - N_a^{\text{ном}} = \left(\frac{1}{\gamma_m \gamma_g} - 1 \right) N_a^{\text{ном}}, \quad (9-50)$$

где γ_m , γ_g — к. п. д. механический и к. п. д. генератора.

Откладывая ΔN_n от точки O , получаем точку O_1 , условно определяющую состояние турбины, готовой к пуску. Если принять, что изменение мощности турбины в зависимости от расхода пара идет по прямой, то линия $O_1 k$ будет удовлетворять указанному условию. В действительности изменение мощности тур-

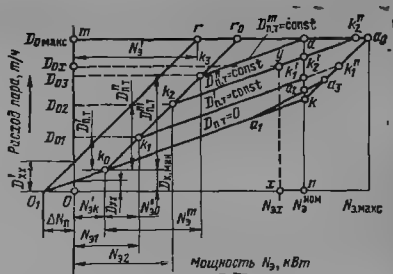


Рис. 9-30. Диаграмма режимов турбины с одним регулируемым отбором пара.

бины от расхода пара выражается более сложной криволинейной зависимостью. Вид зависимости N_a от D_k определяется в основном системой парораспределения и характером изменения η_{oi} в функции D_k . Таким образом, прямая $O_1 k$ дает лишь приближенное изображение изменения N_a в зависимости от D_k .

Отрезок $D_{п.т}$ приближенно определяет расход пара на холостой ход турбины.

б) Линия противоаварии. При $D_k = 0$ уравнение (9-48) примет вид:

$$N_a = \frac{D_{п.т} H'_i}{3600} \gamma_m \gamma_g. \quad (9-51)$$

При $D_{п.т} = D_{от.макс}$ мощность турбины равна

$$N'_a = \frac{D_{от.макс} H'_i}{3600} \gamma_m \gamma_g.$$

где H'_i принимается из расчета, а γ_m и γ_g — по заводским или опытным данным. Найденную величину N'_a наносим на диаграмму (точка r). Прямая, проходящая через точки O_1 и r , дает приближенную зависимость расхода пара от мощности в том случае, когда весь пар из ЧВД поступает в отбор.

Отрезок $D'_{п.т}$ определяет расход пара на холостой ход при режиме с противоаварием в отборе. Линия $O_1 r$ представляет лишь теоретический интерес, так как указанный режим для турбины недопустим: в любом случае через ЦНД необходимо пропускать некоторое минимальное количество пара для отвода тепла работы трения, нагревающего ротор ЧНД при беспаровом режиме. Минимальный пропуск пара через ЧНД должен быть не менее чем 10–20% $D_{к.макс}$, а в отдельных случаях — не менее 5–10% $D_{к.макс}$.

в) Линия минимального расхода пара $D_{к.мин} = \text{const}$. При построении диаграм-

Уравнение (9-48) в этом случае имеет вид:

$$N_3 = \frac{D_{\text{к.мех}} H_t + D_{\text{от}} H'_t}{3600} \eta_{\text{м}} \eta_{\text{г}}. \quad (9-52)$$
$$D_{\text{к мин}} = 0,2 D_{\text{к макс}} \text{ и } D_{\text{п т}} = 0,$$
$$N_{31} = \frac{D_{\text{к.м.п.п.}} H_i + D'_{\text{п.т.}} H'_i}{\delta 600} \eta_{\text{м}} \eta_{\text{т}} = N'_{3\text{к}} + N'_{3\text{т}}$$
$$D_{01} = D_{\text{к.м.м.}} + D'_{\text{п.т.}}$$
$$N_{32} = \frac{D_{\text{к.мив}} H_1 + D''_{\text{п.т}} H'_1}{3600} \eta_M \eta_T;$$
$$N_{33} = \frac{D_{\kappa, \text{мнн}} H_t + D'''_{\text{в.т}} H'_t}{3600} \eta_{\text{в}} \eta_{\text{г}} = N'_{33} + N'''_{33};$$

Если в уравнении (9-48) положить $D_{пт} = \text{const}$, то N_0 будет изменяться только в зависимости от k_0 . Так как изменение N_0 от $D_{пт}$ определяется наклоном линии O_1k к оси абсцисс O_1n , то линии $k_0k'_1$, $k_0k'_2$ и k_0a , параллельные линии k_0k , дают зависимость изменения мощности от расхода пара D_0 при постоянных отборах пара из турбины. Например, мощность на зажимах генератора равна $N_{жз}$, а расход пара в отбор равен $D'_{пт}$. Требуется определить расход свежего пара через турбину. Откладывая на оси абсцисс $N_{жз}$ (точка x) и проводя из точки x прямую до пересечения с линией $D'_{пт}k'_1 = \text{const}$ (точка y), а затем из точки y параллельную оси O_1n до пересечения

$$N_3 = \frac{D_{\pi} H_1 + D_{np} H'_1 + D_{ren} (H'_1 + H''_1)}{3600} \eta_{\text{из}} \eta_{\text{г.}} \quad (9-53)$$

$D_{\text{пр}}$ — отбор пара на производство;
 H'_t — использованный теплоперепад в ЧВД;
 $D_{\text{теп}}$ — отбор пара на теплофикацию;
 H''_t — использованный теплоперепад в ЧСД.

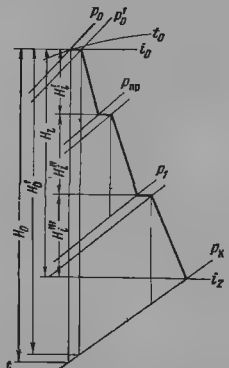


Рис. 9-31. Тепловой процесс турбины с двумя регулируемым отборами пара в h - s -диаграмме

Если к числителю формулы (9-53) прибавить $D_{\text{теп}}H''_t$ и отнять эту же величину, то после простейших преобразований получим:

$$N_a = \frac{(D_k + D_{\text{теп}})H_t + D_{\text{пр}}H''_t - D_{\text{теп}}H'''_t}{3600} \eta_m \eta_r, \quad (9-53a)$$

где H'''_t — использованный теплореперпад в ЧНД.

Эту формулу можно написать в виде

$$N_a = \frac{D'_k H_t + D_{\text{пр}} H''_t}{3600} \eta_m \eta_r - \frac{D_{\text{теп}} H'''_t}{3600} \eta_m \eta_r, \quad (9-53b)$$

где $D'_k = D_k + D_{\text{теп}}$ — сквозной поток пара через турбину при нулевом отборе пара на теплофикацию,

и т.д.

$$N_a = N'_a + \Delta N''_a, \quad (9-53b)$$

где N_a — мощность на зажимах генератора при $D_{\text{теп}} = 0$;

$\Delta N''_a$ — поправка к мощности турбины за счет отбора пара на теплофикацию.

Построение диаграммы режимов работы турбины с двумя регулируемыми отборами пара осуществляется по формуле (9-53б) и разбивается на два этапа.

Если положить, что $D_{\text{теп}} = 0$, то формула (9-53б) примет вид:

$$N_a = N'_a = \frac{D'_k H_t + D_{\text{пр}} H''_t}{3600} \eta_m \eta_r.$$

Эта формула представляет уже известное уравнение мощности турбины с одним регулируемым отбором пара. По этому уравнению по тем же правилам, как было показано в § 9-5, строится диаграмма режимов с одним регулируемым отбором (верхняя часть рис. 9-32, расположенная выше оси ОА). Точка А определяет номинальную мощность турбины. Из диаграммы следует, что при $D_{\text{теп}} = 0$ мощность турбины при допустимом пропуске пара будет выше номинальной на величину, определяемую отрезком АА. При наличии отбора на отопление мощность турбины должна уменьшиться на величину

$$\Delta N''_a = \frac{D_{\text{теп}} H'''_t}{3600} \eta_m \eta_r.$$

Поправка на расход пара для отопления учитывается нижней частью диаграммы. При

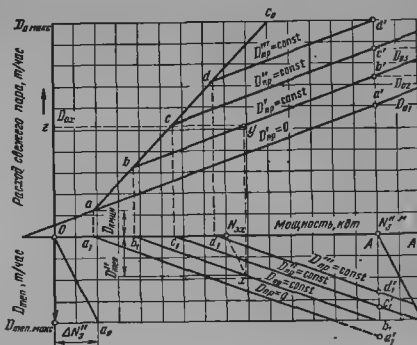


Рис. 9-32 Диаграмма режимов турбины с двумя регулируемыми отборами пара.

$D_{\text{теп}} = 0$ и $\Delta N''_a$ также равно нулю (точка О на диаграмме). При $D_{\text{теп. макс}}$ имеем:

$$\Delta N''_a = \frac{D_{\text{теп. макс}} H'''_t}{3600} \eta_m \eta_r$$

(точка a_0 на диаграмме); η_m и η_r могут быть приняты со значениями, равными их значениям при номинальной нагрузке. Если принять, что $\Delta N''_a$ в зависимости от $D_{\text{теп}}$ изменяется по закону прямой линии, то линия Oa_0 будет давать поправку к мощности в зависимости от отбора пара на теплофикацию.

Линии $a_1a'_1$, $b_1b'_1$, $c_1c'_1$ и $d_1d'_1$ указывают на предельно возможный расход пара на теплофикацию при постоянных отборах пара на производство. Эти линии наносятся из условия равенства

$$D_{\text{теп. макс}} = D_0 - D_{\text{к. мин}} - D_{\text{пр}}, \quad (9-53г)$$

где D_0 — расход свежего пара на турбину.

Для режимов работы турбины, определяемых точками a , b , c и d , $D_{\text{теп}} = 0$, что фиксируется на диаграмме точками a_1 , b_1 , c_1 и d_1 . Точки a'_1 , b'_1 , c'_1 и d'_1 наносятся на диаграмму для подсчитанных из уравнения (9-53г) $D_{\text{теп. макс}}$ при заданных D_{01} , D_{02} , D_{03} , $D_{0\text{ макс}}$ и соответствующих $D_{\text{пр}} = 0$, $D'_{\text{пр}}$, $D''_{\text{пр}}$ и $D'''_{\text{пр}}$. Линии, соединяющие точки a_1 и a'_1 , b_1 и b'_1 , c_1 и c'_1 , d_1 и d'_1 , дают границы для $D_{\text{теп. макс}}$ в зависимости от D_0 и $D_{\text{пр}}$.

Пример пользования диаграммой. Заданы мощность на зажимах генератора $N_{\text{зж}}$, расход пара на теплофикацию $D_{\text{теп}}$ и расход на производство $D'_{\text{пр}}$. Требуется найти расход свежего пара. На оси абсцисс откладываем $N_{\text{зж}}$ и, для от точки $N_{\text{зж}}$, по пунктирной ломаной линии хуг находим $D_{0\text{ х}}$ на оси ординат.

КОНСТРУКЦИИ И РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ КОРПУСОВ И ИХ ДЕТАЛЕЙ

10-1. КОНСТРУКЦИИ КОРПУСОВ, ИХ МАТЕРИАЛ

МАТЕРИАЛ

Корпуса ЧВД турбин высоких и сверхвысоких параметров изготавливаются из специальных легированных сталей с присадками хрома, никеля, молибдена, вольфрама, ванадия и других элементов.

В турбинах высоких параметров наряду с распространенной конструкцией одностенных корпусов в настоящее время находят применение корпуса с двойными стенками. Пространство между внешними и внутренними стенками корпуса заполнено паром среднего давления, поэтому толщина стенок корпуса и размеры фланцев получаются меньше, чем в обычных одностенных конструкциях.

Усложнение конструкции двухстенных корпусов окупается большой экономией дорогостоящих легированных сталей, так как из последних изготавливают только внутренние стенки, а внешние изготавливают из более дешевых сталей.

Применение двухстенных корпусов упрощает конструкцию фланцев и облегчает температурные условия переходных режимов для корпусов, фланцев и шпилек.

В выпускных патрубках мощных турбин для увеличения их прочности предусматриваются специальные ребра жесткости, располагаемые обычно внутри патрубка. Они служат также для направления потоков пара и способствуют снижению потерь при движении пара от последней ступени в конденсатор.

Расчет стенок корпуса

Вследствие сложной формы корпуса выполнение точного расчета его стенок представляет большие трудности. Пренебрегая влиянием боковых стенок, ребер жесткости, фланцев, диффрагм, изменением давления и температуры по длине и т. д., корпус турбины условно будем рассматривать как барабан. В этом случае растягивающие напряжения в стенке корпуса можно определить по уравнению

$$\sigma = \frac{Dp}{2\delta}, \quad (10-1)$$

где D — внутренний диаметр корпуса, см;
 p — избыточное давление в корпусе, н/см²;
 δ — толщина стенки корпуса, см.

Допускаемые напряжения принимают для чугуна около 2000 н/см² и для стали около 5000 н/см².

По конструктивным и технологическим соображениям стенки корпусов часто изготавливаются большей толщины, чем это следует из уравнения (10-1).

Расчет фланцев и болтов¹

Фланцы турбины работают на сжатие и изгиб. Расчет их производится только на изгиб.

На рис. 10-1 представлен эскиз фланца с обозначением основных размеров и усилий, действующих на фланец и болт. Толщина

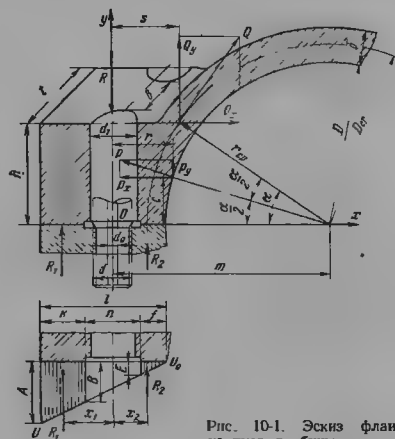


Рис. 10-1. Эскиз фланца корпуса турбины.

фланца h , шаг между центрами отверстий t и расстояние между краями отверстий b выбираются по условиям прочности фланца и болта. Другие размеры, указанные на эскизе, принимаются по конструктивным соображениям.

Расчет фланцев производится на избыточное давление $\Delta p = p_v - p_n$ (где p_n — давление

¹ Методика расчета заимствована из практики расчетов, выполняемых ЛМЗ.

пара внутри корпуса, p_n — давление среды вне корпуса). Для корпуса турбины с двойными стенками p_n — внешнее давление для внутренней стенки и давление внутри корпуса — для внешней стенки.

Осиовные усилия, действующие на фланец от избыточного давления пара, определяются по уравнениям

$$\left. \begin{aligned} Q &= \frac{Dt}{2} \Delta p; \\ Q_x &= Q \sin \alpha = \frac{Dt}{2} \Delta p \sin \alpha; \\ Q_y &= Q \cos \alpha = \frac{Dt}{2} \Delta p \cos \alpha; \\ P &= Dt \Delta p \sin \frac{\alpha}{2}; \\ P_x &= P \cos \frac{\alpha}{2} = Dt \Delta p \sin \frac{\alpha}{2} \cos \frac{\alpha}{2} = \\ &= \frac{Dt}{2} \Delta p \sin \alpha; \\ P_y &= P \sin \frac{\alpha}{2} = Dt \Delta p \sin^2 \frac{\alpha}{2}. \end{aligned} \right\} (10-2)$$

Момент, действующий на фланец от избыточного давления, определяется по уравнению

$$M_n = Q_y s - Q_x h + P_y r + P_x c, \quad (10-3)$$

где

$$\begin{aligned} s &= m - \frac{D_{sp}}{2} \cos \alpha; \\ r &= m - \frac{D}{2} \cos \frac{\alpha}{2}; \\ c &= \frac{D}{2} \sin \frac{\alpha}{2} \end{aligned}$$

(α определяется по конструктивным размерам корпуса турбины и фланцев).

Для обеспечения плотного соединения фланцев условно будем считать, что при некоторой силе R затяжки болта и избыточном расчетном давлении Δp давление (сила реакции) на поверхности разреза фланца по его длине l изменяется по линейному закону и изображается линией u_0 . Это условие показывает, что на внутреннем диаметре D корпуса турбины нет раскрытия фланцев (точки u_0 на рис. 10-1).

Момент равнодействующей сил реакций R_1 и R_2 в плоскости разреза фланцев определяется по уравнению

$$M_p = R_2 x_2 - R_1 x_1. \quad (10-4)$$

Из механики известно, что для любой системы, находящейся в равновесии, сумма моментов всех сил, действующих в системе, равна нулю. Так как расчет напряжений во фланцах производится для опасного сечения bh , то

сумма моментов всех сил этой системы относительно этого сечения будет равна:

$$M_n + M_p = Q_y s - Q_x h + P_y r + P_x c + R_2 x_2 - R_1 x_1 = 0 \quad (10-5)$$

(здесь моменты сил со знаком плюс взяты для направлений против часовой стрелки, а со знаком минус — по часовой стрелке).

Расчетный момент для определения напряжений в сечении bh фланца определяется по уравнению

$$R_1 x_1 = M_n - R_2 x_2. \quad (10-6)$$

В уравнении (10-6) неизвестны x_1 , x_2 , R_1 и R_2 , которые определяем из следующих соотношений.

Из рис. 10-1 находим размеры

$$\left. \begin{aligned} x_2 &= \frac{n}{2} + \frac{f}{3}; \\ x_1 &= \frac{n}{2} + k_1 = \frac{n}{2} + \frac{k}{3} \frac{2A+B}{A+B}, \end{aligned} \right\} (10-7)$$

где k_1 — расстояние от основания B трапеции до центра ее тяжести.

В этом уравнении значения A и B неизвестны. Для определения x_1 находим

$$B = \frac{n+f}{l} A \quad (10-7a)$$

и, подставляя в уравнение (10-7) вместо B его значение из (10-7a), получаем

$$x_1 = \frac{n}{2} + \frac{k}{3} \frac{2l+n+f}{l+n+f}. \quad (10-7b)$$

Для определения значений R_1 и R_2 составим уравнения

$$\left. \begin{aligned} R_1 &= \frac{M_n}{x_1 + x_2 N}; \\ R_2 &= N R_1. \end{aligned} \right\} (10-8)$$

Из рис. 10-1 следует, что значение $N = \frac{R_2}{R_1}$ определяется из соотношения

$$N = \frac{lE}{k(A+B)}. \quad (10-9)$$

В свою очередь

$$E = \frac{f}{l} A. \quad (10-10)$$

Подставляя в уравнение (10-9) вместо B его значение из уравнения (10-7a) и вместо E его значение из уравнения (10-10), получаем

$$N = \frac{f}{k(l+n+f)}. \quad (10-11)$$

Подставляя в уравнение (10-8) вместо N его значения из уравнения (10-11), находим R_1 и R_2 .

Напряжение от изгиба в сечении bh фланца определяется по уравнению

$$\sigma_{\phi} = \frac{R_1 x_1}{W_{\phi}} = \frac{6R_1 x_1}{bh^2}. \quad (10-12)$$

Напряжения во фланцах можно допускать для улучшенных марок чугуна до 3000 н/см^2 . Для стали в зоне температур до 350°C можно принимать в пределах до 50% предела текучести. При работе фланцев в зоне более высоких температур допускаемые напряжения выбираются с учетом предела ползучести материала.

Усилие, которое болт будет испытывать для принятых в расчете условий, равно

$$R = R_1 + R_2 + P_u + Q_v. \quad (10-13)$$

Напряжение на растяжение в минимальном сечении болта (шпильки) определяется из уравнения

$$\sigma_b = \frac{R}{F_{\text{мин}}} = \frac{4R}{\pi d_{\text{мин}}^2}, \quad (10-14)$$

где $d_{\text{мин}}$ — минимальный диаметр болта (шпильки).

Принимая напряжение σ_b , определяем диаметр болта:

$$d_{\text{мин}} = \sqrt{\frac{4R}{\pi \sigma_b}}. \quad (10-14a)$$

Принимая во внимание несовершенства методики расчета, ползучесть материала болтов, недостаточный строгий контроль за предварительной затяжкой болтов при монтаже турбины и их ремонте, а также опираясь на опыт эксплуатации фланцевых соединений, турбостроительные заводы рекомендуют усилие для предварительной затяжки болтов брать на 20—40% больше расчетного R . Таким образом, окончательное усилие предварительной затяжки болтов составляет величину

$$R_0 = (1,2 \div 1,4) R. \quad (10-15)$$

Плотность соединения фланцев турбины на период ее работы между капи-

Рис. 10-2. Эскиз фланцевого соединения корпуса высококого давления.

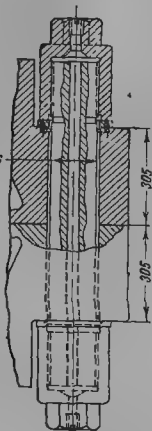


Таблица 10-1

Допускаемые напряжения в болтах, н/см^2

Марка стали	Температура, $^\circ\text{C}$			
	315	315—400	400—456	455—510
Углеродистая (0,35 %)	12 700	—	—	—
Хромомолибденовая	17 500	15 500	—	—
Вольфрамомолибденовая (1% W; 0,6% Cr; 0,5% Mo)	17 500	15 500	12 700	9 000

тальными ремонтами (8000—20 000 ч) зависит от усилий, с которыми были затянуты болты, и от способа их затяжки.

Затяжка болтов фланцевых соединений турбин среднего давления и корпусов ЧНД обычно производится без подогрева болтов с помощью ключа с удлиненным рычагом.

Болты фланцевых соединений ЦВД диаметром больше 70—80 мм обычно затягивают после их предварительного подогрева пламенем газовой горелки или электронагревательным прибором. В болтах и гайках с целью подогрева предусматривается отверстие, показанное на рис. 10-2. Болт нагревается до температуры, при которой его удлинение позволяет без больших усилий дополнительно повернуть гайку на расчетную величину угла.

Применение затяжки болтов с предварительным прогревом устраняет напряжения скручивания, неизбежно возникающие в болтах при их холодной затяжке.

Некоторые турбостроительные заводы для создания наиболее эластичного соединения жестких фланцев турбины применяют специальные кольца между массивными фланцами и гайками болтов или шпильки.

Марки сталей для изготовления болтов применяются в зависимости от температуры и напряжений в болтах. Болты, соединяющие фланцы корпусов, работающих в зоне высоких температур (до $300\text{—}320^\circ\text{C}$), можно изготовлять из углеродистой стали марки 35 или 45. Для более высоких температур применяют хромомолибденовые стали марок 30ХМ и 35ХМ, а также вольфрамомолибденовую сталь и др.

Допускаемые напряжения на болтах приведены в табл. 10-1.

10-2. КОНСТРУКЦИИ СОПЛ И НАПРАВЛЯЮЩИХ ПОТОКОВ

Конструкции сопел

Сопла первых ступеней имеют разнообразие конструкций. Ранее сопла выполнялись в виде литых сегментов: для турбины высокого и среднего давления — из стали, а для турбины

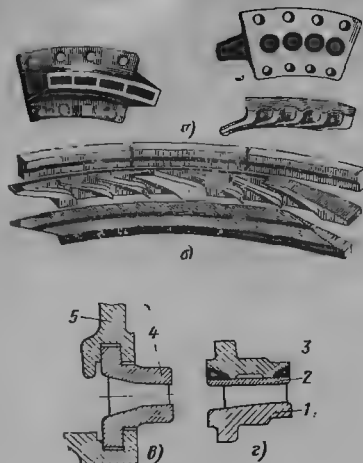


Рис. 10-3. Сопла паровых турбин.

низкого давления — из чугуна (рис. 10-3,а). Поверхности каналов литых сопел обрабатывались вручную, что требовало больших затрат труда. Несмотря на это, поверхности каналов получались недостаточно гладкими, что приводило к увеличению потерь.

Более совершенную конструкцию имеют сопла, состоящие из составных сегментов с фрезерованными сопловыми лопатками (рис. 10-3,б). Широкое применение находят фрезерованные сопла, изготавливаемые в виде отдельных сопловых лопаток (рис. 10-3,в) и набираемые в сопловые сегменты.

За последние годы в турбинах находят применение фрезерованные сопловые лопатки, изготавливаемые заодно с внутренним поясом 1 (рис. 10-3,г), ограничивающим сопловые каналы с внутренней стороны. Внешняя стенка сопловых каналов образуется бандажной лентой 2, насаживаемой профильными отверстиями на торцы сопловых лопаток с последующей сваркой. Затем с внешней стороны бандажной ленты приваривается обод 3. Конструкции сопловых сегментов, приведенные на рис. 10-3,в и г, широко применяются ЛМЗ в турбинах высокого давления.

ЛМЗ для турбин высокого давления изготавливает сопловые лопатки из нержавеющей стали.

Сопловые сегменты, сварные и с наборными сопловыми лопатками, прикрепляются к передней части корпуса турбины или к сопло-

вым коробкам, как это выполнено в турбинах высокого давления ЛМЗ.

Сопловые каналы регулирующей ступени в зависимости от располагаемого теплового перепада, срабатываемого в соплах, изготавливаются суживающимися или расширяющимися. В турбинах высокого давления при расчетном режиме срабатываются относительно небольшие тепловые перепады. Так как суживающиеся сопла при переменных режимах являются более экономичными, то им отдается предпочтение.

Конструкции направляющих лопаток регулирующей ступени

В турбинах среднего и высокого давления более ранних конструкций широкое распространение нашли двухвенечные регулирующие ступени. В таких ступенях за первым рядом рабочих лопаток устанавливаются направляющие лопатки, предназначенные для изменения направления потока пара.

При частичном подводе пара к соплам регулирующей ступени направляющие лопатки также располагаются частично. В турбинах со значительной степенью частичности направляющие лопатки часто устанавливаются по всей длине окружности.

Направляющие лопатки, закрепленные в специальных обоймах, образуют направляющий аппарат, который прикрепляется к корпусу турбины.

Типичная конструкция соплового и направляющего аппаратов двухвенечной регулирующей ступени, применяемая ЛМЗ в турбинах высокого давления, представлена на рис. 10-4.

Направляющий аппарат турбины К-100-90 и других турбин высокого давления ЛМЗ состоит из двух обоев: верхней и нижней. Эти обоймы вставляются в расточки верхней и нижней половин корпуса турбины. Правильное положение обоев фиксируется специальными шпонками 14 и 15, а также лапками 10 и 11. Эти лапки заходят в углубления, выфрезерованные в корпусе. Лапки верхней половины обоев удерживаются шпонками 12, прикрепленными к корпусу винтами 13. Таким образом, верхняя половина направляющего аппарата при разборке корпуса турбины поднимается вместе с крышкой.

Для уменьшения потерь от перетекания пара предусмотрены лабиринтовые уплотнения 3 и 6 рабочих и направляющих лопаток. Эти уплотнения имеют особенно большое значение для турбин высокого давления из-за реакции на лопатках регулирующей ступени. Концы гребней уплотнений обычно заострены по толщине до 0,5 мм и имеют радиальные зазоры в пределах от 1,5 до 2,5 мм.

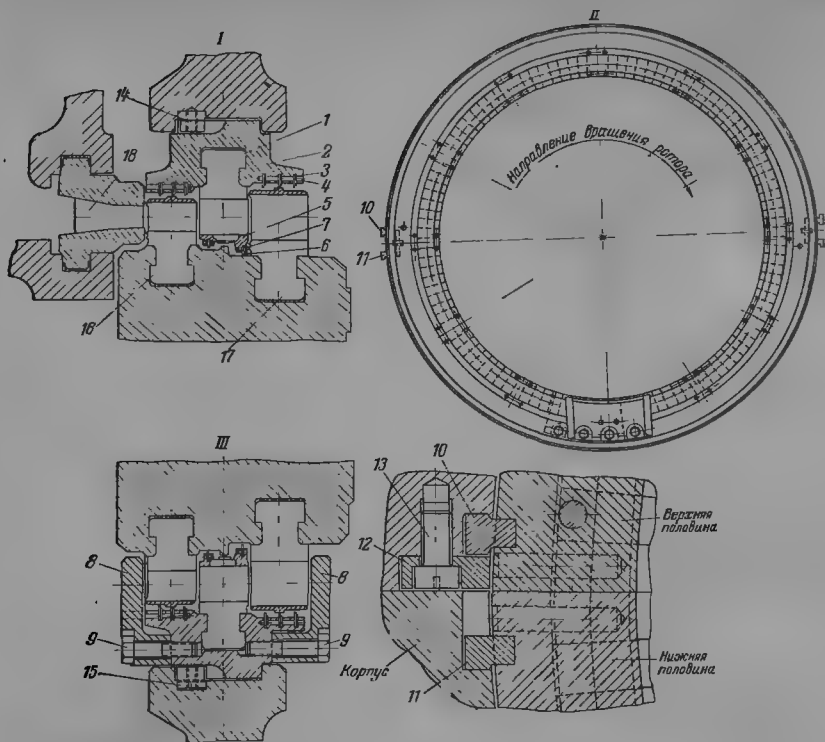


Рис. 10-4 Сопловой аппарат регулирующей ступени турбин ЛМЗ.

1 — направляющая лопатки; 2 — верхняя ободья направляющих лопаток; 3 — уплотнительная пластинка уплотнения рабочих лопаток; 4 — прокладочная пластинка; 5 — бандаж направляющих лопаток; 6 — уплотнительная пластинка уплотнения направляющих лопаток; 7 — прокладочная пластинка; 8 — кожух; 9 — болты кожуха; 10 — верхняя опорная лапка; 11 — нижняя опорная лапка; 12 — шпонка верхней половины корпуса; 13 — винт шпонки; 14 — верхняя центрирующая шпонка; 15 — нижняя центрирующая шпонка; 16 и 17 — рабочие лопатки первого и второго венцов; 18 — сопла.

Конструкции сопловых лопаток диафрагм

Сопловые каналы в диафрагмах образуются наборными лопатками (рис. 10-5 для первых ступеней, устаревшая конструкция), или приваренными сопловыми лопатками (рис. 10-6, наиболее дешевая и прочная конструкция), или заливаемыми в тело чугунной диафрагмы профильными стальными лопатками (рис. 10-7, обычно для последних ступеней конденсационных турбин). Для лучшей связи лопаток с телом диафрагмы в их заливаемых частях предусматривают отверстия или вырезы. Поверхности заливаемой части лопаток покрывают оловом, что предохраняет лопатки от окисле-

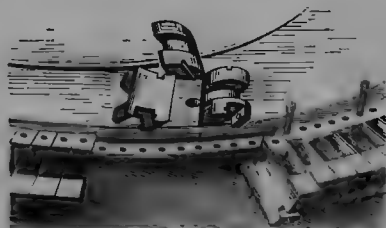


Рис. 10-5. Установка сопловых лопаток в диафрагму.

10-3. КОНСТРУКЦИИ И МАТЕРИАЛ ДИАФРАГМ

Диафрагма состоит из двух половин. Одна половина закрепляется в нижней, вторая — в верхней половине корпуса. Диафрагмы вставляются непосредственно в расточки корпуса или в специальные обоймы, закрепляемые в корпусе.

Для свободного расширения диафрагмы между ней и расточкой корпуса или обоймы предусматривают зазоры. Величина радиального зазора составляет обычно от 0,003 до 0,004 диаметра диафрагмы, а осевой зазор делают от 0,1 до 0,3 мм.

При установке диафрагмы в расточку корпуса или обоймы ее обод смазывают тонким слоем графита, что предотвращает прилипание диафрагмы к посадочному месту.

Дифрагмы первых ступеней турбин высокого давления сейчас изготавливают коваными, с приваренными сопловыми лопатками, а дифрагмы последних ступеней — чутунными, с залитыми лопатками (рис. 10-8). В старых конструкциях турбин для температур пара от 200—250 до 400°С широко применяли кованые дифрагмы с приклепаными фрезерованными сопловыми лопатками.

Верхние половины диафрагм в корпусе турбины или в обойме крепятся так, что они поднимаются совместно с верхней половинной корпуса или обоймы.

Стальная диафрагма с наборными фрезерованными лопатками 1 и ее крепление в корпусе представлены на рис. 10-9. Правильное радиальное положение обеспечивается шестью штифтами 2, стальными в ступенях высокого и медными в ступенях низкого давления.

Для создания необходимой плотности поверхности горизонтального разреза диафрагмы приштаблены друг к другу и снабжены замком 4. Верхняя половина диафрагмы крепится к корпусу при помощи шайбы 3, что обеспечивает ее поднятие вместе с крышкой корпуса.

Для уменьшения перетекания пара через радиальный зазор между втулкой диска и диафрагмой в расточку диафрагмы вставляется кольцевое лабиринтовое уплотнение 5, состоящее обычно из шести сегментов. Между телом диафрагмы и сегментами уплотнения вставляют плоские пружины, отжимающие сегменты к центру расточки диафрагмы и удерживающие их с некоторым зазором по отношению к втулке диска.

Радиальный зазор δ между гребнем уплотнения 6 и втулкой диска в ступенях ЧВД устанавливается в пределах от 0,25 до 0,4 мм. В ступенях ЧНД при наличии пружин принимают $\delta = 0,3 \div 0,5$ мм, а при жестком креплении сегментов $\delta = 0,4 \div 0,6$ мм.

На рис. 10-6 изображена диафрагма ХТГЗ с приваренными направляющими лопатками.

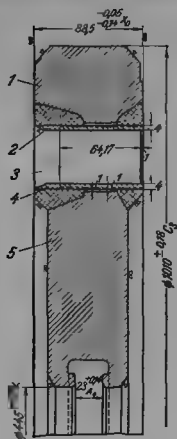


Рис. 10-6. Сварная диафрагма ХТГЗ.

1 — обод; 2 — наружный бандаж; 3 — сопловая лопатка; 4 — внутренний бандаж; 5 — тело диафрагмы.

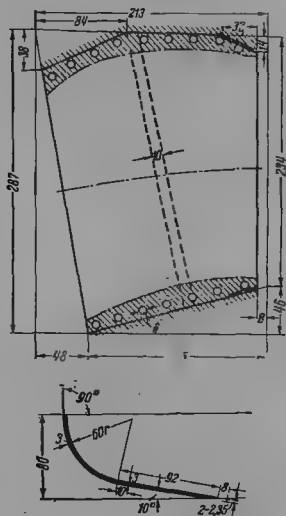


Рис. 10-7. Сопловая лопатка паровой турбины.

ния при заливке расплавленным металлом и обеспечивает наибольшую прочность соединения.

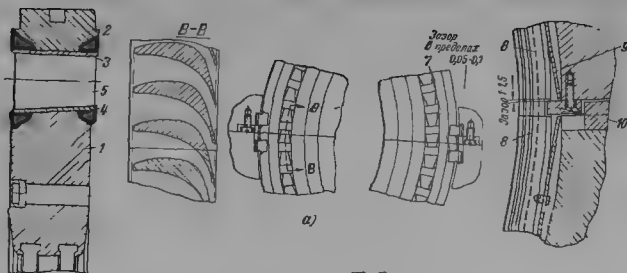


Рис. 10-8. Диафрагмы паровых турбин ЛМЗ.

а — сварная диафрагма; б — косяк разъем чугунной диафрагмы; в — крепление уплотнительной шпонки диафрагмы; г — чугунные диафрагмы; 1 — тело диафрагмы; 2 — обод; 3 — наружный бандаж; 4 — внутренний бандаж; 5 — соловая лопатка; 6 — уплотнительная шпонка; 7 — латки крепления диафрагмы; 8 — уплотнение обода диафрагмы; 9 — пружина; 10 — стопорная планка уплотнения; 11 — установочные штифты; 12 — латочные уплотнения.

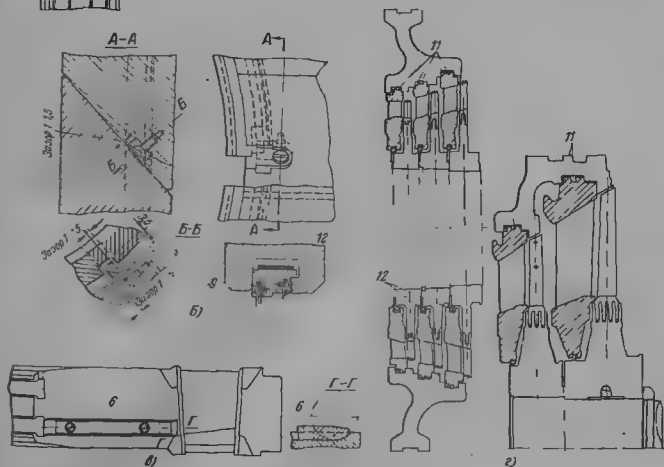


Рис. 10-9. Диафрагмы паровой турбины с прикрепленными лопатками.

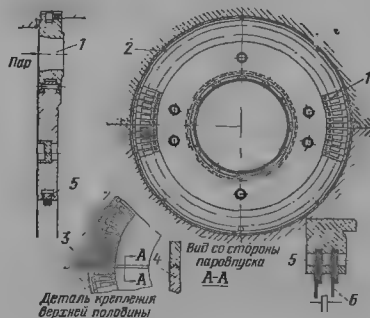
1 — соловая лопатка; 2 — центрирующие штифты; 3 — шайба крепления диафрагмы; 4 — уплотнительная шпонка; 5 — уплотнительное кольцо; 6 — уплотнительная планка.

Направляющие лопатки 3 вставляют в отверстия наружного 2 и внутреннего 4 бандажей и приваривают к ним, после чего бандажи с лопатками устанавливают между ободом 1 и телом диафрагмы 5 и окончательно сваривают с ними.

Диафрагмы, особенно в ЧВД, воспринимают большую нагрузку, создаваемую разностью давлений пара. К материалу диафрагм и лопаток, а также к качеству их крепления предъявляются большие требования.

В турбинах высокого давления в области высоких температур применяют диафрагмы и лопатки из специальных сталей с присадкой хрома, никеля и молибдена. Диафрагмы первых ступеней турбин среднего давления также иногда изготавливают из сталей с присадкой молибдена в количестве 0,5%.

Гребни жестких уплотнений закрепляют в выточках каждой половины диафрагмы. На



Деталь крепления держит половины



Рис. 10-10. Уплотнения диафрагм паровых турбин с пластинами, вставленными в кольца или тело диафрагмы.

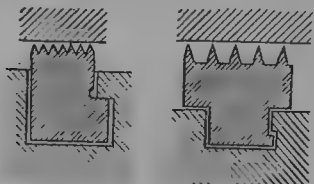


Рис. 10-11. Типы уплотнений диафрагм паровых турбин с гребнями, выточенными в кольцах.

рис. 10-10 гребни уплотнений вставлены в кольца или непосредственно в тело диафрагмы. Уплотнения диафрагмы с гребнями, выточенными в кольцах, представлены на рис. 10-11, с прижимными пружинами уплотнения диафрагм показаны на рис. 10-12. Сегменты или полукольца, в которых выточены или за-

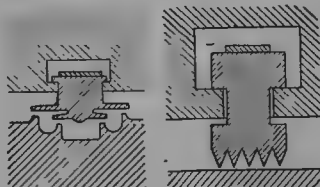
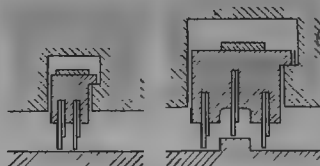


Рис. 10-12. Уплотнения диафрагм с прижимными пружинами

прессованы гребни уплотнений, вставляются в выточку тела диафрагмы и пружинами отжимаются к центру (к валу турбины).

На рис. 10-13 представлено крепление обоймы в корпусе турбины ЛМЗ типа К-100-90.

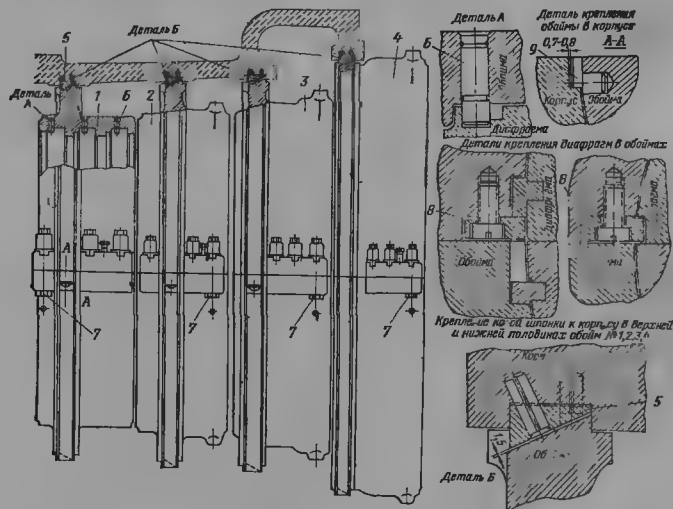


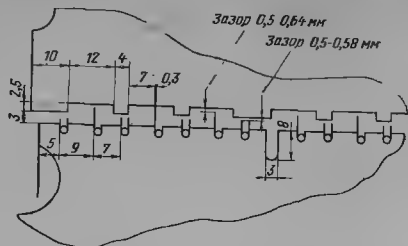
Рис. 10-13. Крепление обоймы в корпусах турбин ЛМЗ

1, 2, 3 и 4 — обоймы; 5 — косые шпонки; 6 — центрирующие штифты; 7 — контрольные болты; 8 — шпонки; 9 — лапки обойки.

Между гребнем обоймы и расточкой корпуса предусматривается зазор не менее 1,5 мм для обеспечения радиального расширения обоймы.

Верхнюю и нижнюю половинны обоймы после установки диафрагм соединяют между собой по горизонтальному фланцу специальными шпильками. Для фиксации взаимного положения обеих половин обоймы предусматривают по два призывных болта 7.

Установка диафрагм в обоймы должна быть выполнена так, чтобы радиальные зазоры в уплотнениях диафрагм были точно соблюдены и чтобы тепловое расширение диафрагмы происходило беспрепятственно.



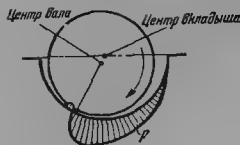


Рис 10-16. Распределение давлений в масляном слое по окружности вкладыша.

ном нулю. При вращении вала масло из клиновидного зазора увлекается валом в направлении его вращения. При достижении некоторого числа оборотов давление масла в клиновидном зазоре становится настолько большим, что вал всплывает и лежит уже на масляной пленке (рис. 10-15, б и в). Центр шейки вала при этом устанавливается эксцентрично по отношению к центру расточки вкладыша. По теории Гюмбеля по мере возрастания числа оборотов центр вращения шейки вала описывает полукруговость, стремясь к центру вкладыша (оси расточки). Центры вала и расточки вкладыша совпадают при бесконечно большом числе оборотов (рис. 10-15, г). Таким образом, величина минимального зазора h_0 возрастает с увеличением числа оборотов от нулевого значения до некоторой величины.

Наличие масляной пленки между валом и вкладышем возможно только в том случае, когда давление масла под валом уравновешивает нагрузку вала на вкладыш.

На рис. 10-16 показано распределение давлений масла в масляном клине для правильно сконструированного подшипника. Изменение давления p масла в подшипнике показано на диаграмме. Максимальное давление в масля-

Таблица 10-2
Допускемые зазоры во вкладышах опорных подшипников

Диаметр вала, мм	Вкладыш и, расточенные без прокладок (цилиндрическая расточка)				Вкладыш, расточенные с прокладками (ovalная расточка)			
	Верхний зазор, мм		Боковой зазор, мм		Верхний зазор, мм		Боковой зазор, мм	
	мин	макс.	мин	макс.	мин	макс.	мин	макс.
50	0,15	0,25	0,10	0,15	0,10	0,12	0,15	0,20
100	0,20	0,30	0,10	0,20	0,10	0,15	0,20	0,25
150	0,30	0,40	0,15	0,25	0,20	0,25	0,30	0,40
200	0,40	0,55	0,20	0,30	0,20	0,30	0,35	0,45
250	0,50	0,65	0,25	0,35	0,25	0,35	0,45	0,55
300	0,60	0,75	0,30	0,40	0,30	0,45	0,55	0,62
350	0,70	0,85	0,35	0,45	0,35	0,50	0,62	0,70

ном слое может достигать нескольких десятков атмосфер. Со стороны выхода масла из масляного клина давление масла резко падает, вызывая даже частичное испарение его. Давление в масляном слое изменится также и по оси подшипников (рис. 10-17).

Подвод масла к подшипнику нужно осуществлять в таком месте, чтобы не нарушать давления в масляной пленке. Чтобы не допустить сухого трения, поверхность шейки вала шлифуют, а расточку вкладыша шабруют. Неровности на этих поверхностях недопустимы, так как они уменьшают толщину масляного слоя и могут привести к сухому трению. Суммарная высота неровностей на поверхностях шейки вала и вкладыша должна быть не больше 0,01 мм.

Величину зазора a и b (рис. 10-15) выбирают в зависимости от диаметра шейки вала. В табл. 10-2 приведены данные допускаемых

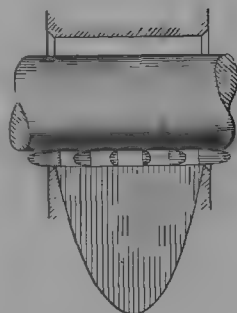


Рис 10-17. Распределение давления в масляном слое по оси подшипника

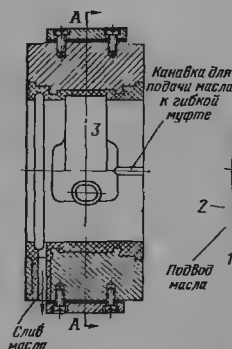
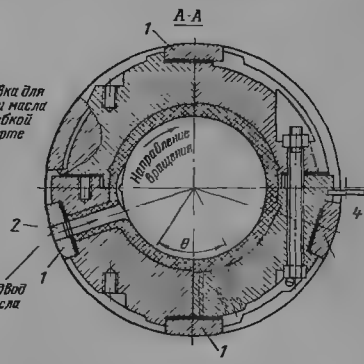


Рис 10-18. Вкладыш опорного подшипника ЛМЗ.



заворов во вкладышах опорных подшипников, полученные на основании большого опыта эксплуатации паровых турбин.

Вкладыши опорных подшипников изготовляют различной конструкции: с неподвижными цилиндрическими и самоустанавливающимися сферическими опорными поверхностями. Вкладыши с самоустанавливающимися опорными поверхностями обеспечивают наиболее благоприятные и надежные условия работы подшипников, особенно при значительных прогибах вала.

На рис. 10-18 показана конструкция вкладыша опорного подшипника ЛМЗ с неподвижным закреплением. Установка вкладыша в корпусе подшипника осуществляется при помощи четырех установочных полушек 1. Для правильной радиальной установки вкладыша относительно осей расточек корпуса турбины между вкладышем и установочными полушками 1 предусматривают специальные прокладки.

Вкладыш подшипника состоит из двух половин, скрепленных болтами. В подшипнике предусмотрена стопорная пластина 4, которая препятствует проворачиванию вкладыша.

Масло в подшипник поступает сбоку через отверстие 2. На пути масла в подшипник установлена ограничительная диафрагма с таким диаметром, который обеспечивает необходимую подачу масла в подшипник.

В верхней половине вкладыша для более интенсивной циркуляции масла и охлаждения шейки вала предусмотрена широкая кольцевая канавка 3. Отвод масла из подшипника производится у торца вкладыша.

Для получения наиболее устойчивой пленки масла рабочей частью поверхности вкладыша, охватываемую углом θ , шабруют по специальной оправке, диаметр которой больше диаметра шейки вала на величину зазора a , указанного в табл. 10-2. В таблице приведены также и боковые зазоры между шейкой вала и вкладышем.

Применяется также овальная расточка вкладыша. Для ее получения перед расточкой между половинками вкладыша вставляют прокладки соответствующей толщины, которые затем удаляют. При работе турбины у вкладыша с овальной расточкой образуется дополнительный верхний масляный клин, который несколько уменьшает всплывшие шейки вала и повышает устойчивость работы подшипника.

Поверхность вкладыша, на которой образуется масляная пленка, должна быть гладкой, так как наличие на ней канавок приводит к резкому изменению давления масла и нарушает правильную работу подшипника, уменьшая его несущую способность.

Вкладыши подшипников изготовляют обычно из чугуного литья.

Вкладыши турбинных подшипников заливают специальными высокооловянистыми баббитами. Наиболее распространенным сплавом является баббит марки Б-83 (ГОСТ 1320-41) следующего состава: 83% олова, 11% сурьмы и 6% меди.

Расчет опорного подшипника

Введем основные обозначения, необходимые для расчета:

- P — сила, передаваемая шейкой вала на вкладыш подшипника, H ;
- L — длина рабочей поверхности вкладыша, см ;
- d — диаметр шейки вала, см ;
- a — зазор между шейкой вала и вкладышем (по табл. 10-2), мм ;
- e — эксцентриситет между осью вращения вала и осью расточки вкладыша, мм ;
- y_a — прогиб вала у конца подшипника; величина прогиба известна из расчета вала на изгиб, мм ;
- h_0 — минимальная толщина масляной пленки между валом и вкладышем, мм ;

$$u = \frac{\pi d n}{60} \quad \text{— окружная скорость шейки вала при рабочем числе оборотов турбины } n \text{ в минуту, см/сек.}$$

Расчет выполняется по методу, предложенному М. И. Яновским для угла охвата $\theta = 180^\circ$.

Коэффициент нагрузки подшипника определяем по формуле

$$\Phi_0 = \frac{P \left(\frac{a}{d} \right)^2}{L \mu}, \quad (10-16)$$

где μ — средняя вязкость масла, зависящая от сорта масла и температуры; для масла марки Т30УТ (ГОСТ 32-53) при расчете можно принимать $\mu = 3,4 \cdot 10^{-5} \text{ H/(сек} \cdot \text{см}^2)$.

По найденному значению Φ_0 и отношению $\epsilon = \frac{d}{L}$ по кривым рис. 10-19, а и б определяем относительный эксцентриситет:

$$\chi = \frac{2e}{a}.$$

По значениям χ и ϵ на кривой рис. 10-20, а и б находим коэффициент сопротивления Φ_1 .

Коэффициент трения в подшипнике подсчитываем по формуле

$$f = \frac{n \Phi_1}{d \Phi_0}. \quad (10-17)$$

Работа трения в подшипнике определяется по уравнению

$$A_r = f P u \cdot 10^{-2}, \quad \text{H} \cdot \text{м/сек.} \quad (10-18)$$

Количество тепла, соответствующее этой работе, будет

$$Q_r = A_r \cdot 10^{-3} = f P u \cdot 10^{-5}, \quad \text{кДж/сек.} \quad (10-19)$$

Если пренебречь количеством тепла на лучеиспускание с поверхности подшипника, то для отвода тепла, выделяющегося в подшипнике от трения, потребуется расход масла, определяемый по формуле

$$q_m = \frac{Q_r}{\rho (t_2 - t_1)}, \quad \text{л/сек.} \quad (10-20)$$

где ρ — плотность масла, кг/л;
 c — средняя теплоемкость масла, кДж/(кг·°C);
 t_1 — температура масла при входе в подшипник;
 принимается согласно правилам технической эксплуатации в пределах 35–45 °C;
 t_2 — температура масла при выходе из подшипника;
 может приниматься на 10–15 °C выше t_1 .
 Толщина масляной пленки определяется из уравнения

$$h_0 = \frac{a}{2} (1 - \chi), \text{ мм}, \quad (10-21)$$

где коэффициент χ принимается по рис. 10-19.

Для обеспечения надежной работы подшипника необходимо, чтобы $h_0 \geq y_0 + 0,01$ мм (где 0,01 — суммарная величина шероховатостей на поверхностях шейки вала и вкладыша).

Температура масла на выходе из подшипника t_2 не должна быть выше 60 °C, так как при большей температуре масло резко снижает свою вязкость, а следовательно, и смазывающие свойства, а также интенсивно окисляется и стареет, т. е. становится непригодным для употребления.

Отношение d/L часто принимают равным 1–1,2. Для сильно нагруженных подшипников и при наличии зубчатой передачи принимается большая величина

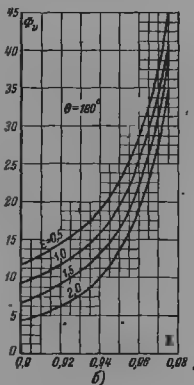
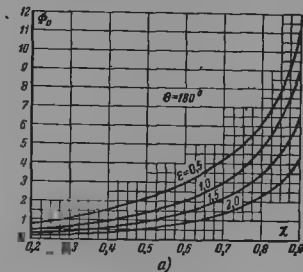


Рис. 10-19. Значение коэффициента Φ_0 .

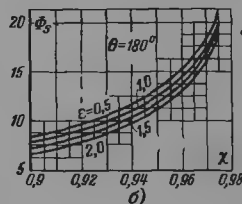
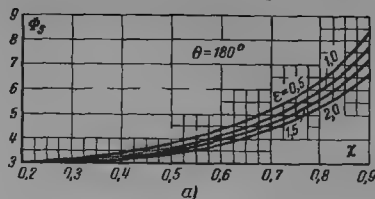


Рис. 10-20. Значение коэффициента Φ_2 .

Пример 10-1. Требуется рассчитать опорный подшипник по следующим данным: $P = 19\,600$ Н; $d = 20$ см; $a = 0,05$ см; $u = 3\,140$ см/сек; $t_1 = 40$ °C; $t_2 = 50$ °C; $\rho_{\text{мас}} = 0,92$ кг/л; $c = 1,68$ кДж/кг·°C; $\mu = 3,43 \cdot 10^{-4}$ Н·сек/см². Расчет производим для трех различных значений для подшипника L , равных 16, 18 и 20 см.

Величина и расчетные формулы	Размерность	Номер вариантов		
		1	2	3
L	см	16	18	20
$\eta = \frac{d}{L}$	—	1,25	1,1	1,0
$\Phi_0 = \frac{P \left(\frac{a}{d}\right)^2}{L \mu \eta}$	—	0,830	0,737	0,664
χ	—	0,39	0,35	0,30
Φ_2	—	3,2	3,1	3,0
$f = \left(\frac{a}{d}\right) \Phi_2$	—	0,00963	0,0105	0,0113
$A_r = \frac{f P u}{100}$	Н·м/сек	5930	6470	6960
$N_r = \frac{A_r}{1000}$	кВт	5,93	6,47	6,96
$Q_r = N_r = \frac{A_r}{1000}$	кДж/сек	5,93	6,47	6,96
$q_m = \frac{60 Q_r}{\rho c (t_2 - t_1)}$	л/мин	23,0	25,1	27,0
$h_0 = \frac{a}{2} (1 - \chi)$	мм	0,152	0,162	0,175

Коэффициент Φ_* определяется по формуле (10-16). Для определения коэффициентов χ и Φ_* пользуемся кривыми на рис. 10-19 и 10-20.

Порядок вычислений всех величин приведен в таблице, из которой следует, что с увеличением длины вкладыша возрастает потери на трение N_f и увеличивается толщина масляной пленки h_0 . При выборе оптимальной длины подшипника следует руководствоваться толщиной масляной пленки $h_0 \geq y_n + 0,01$ мм.

10-6. УПОРНЫЕ ПОДШИПНИКИ И ИХ КОНСТРУКЦИИ

Упорный подшипник предназначен для восприятия осевого усилия, действующего на ротор, и для фиксации ротора в строго определенном осевом положении. Вначале применялись два типа упорных подшипников: гребенчатые и сегментные. Гребенчатые подшипники более громоздки, менее надежны в работе и в настоящее время в турбинах их практически не применяют.

Сегментные подшипники в свою очередь можно разделить на два типа: с выносным упорным диском и отдельным вкладышем и комбинированные, с общим вкладышем для опорной и упорной частей подшипника. Подшипники с выносным упорным диском оказывались менее надежными.

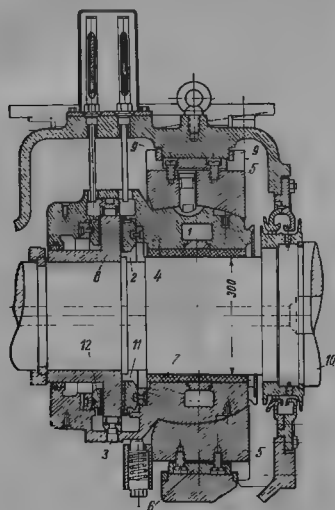


Рис. 10-21. Комбинированный опорно-упорный подшипник ЛМЗ.

1 — кольцевая канавка для масла; 2 — камера для подвода масла к упорному подшипнику; 3 — отверстие для слива масла из уплотнения упорного подшипника; 4 — вкладыш опорно-упорного подшипника со сферической опорной поверхностью; 5 — верхняя и нижняя половины ободов вкладыша; 6 — опорные колодки; 7 — баббитовая валика опорного подшипника; 8 — упорный диск; 9 — установочные кольца; 10 — вал ротора; 11 — рабочее колодки упорного подшипника; 12 — установочные колодки.

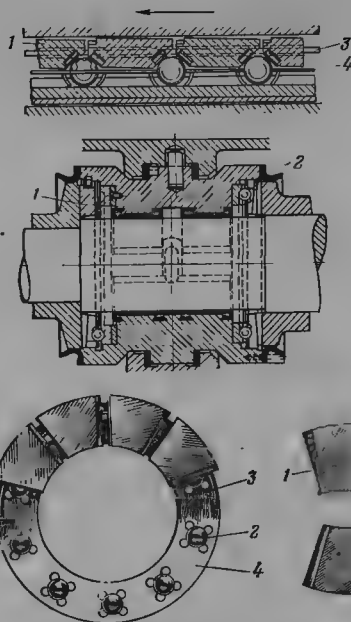


Рис. 10-22. Разрез и детали опорно-упорного подшипника ББЦ.

1 — рабочая колодка; 2 — опорные шарiki; 3 — проволока для связи рабочих колодок; 4 — кольца.

лись менее надежными. В СССР широкое применение нашли комбинированные опорно-упорные подшипники конструкции ЛМЗ, ХТГЗ и КТЗ.

На рис. 10-21 показан комбинированный опорно-упорный подшипник турбины ЛМЗ. Вкладыш подшипника имеет сферическую форму, что должно обеспечивать его самоустанавливаемость в зависимости от положения шейки вала турбины. Самоустанавливаемость вкладыша обеспечивает равномерное распределение осевого усилия между колодками и уменьшает таким образом возможность возникновения перегрузки отдельных упорных колодок.

Масло для смазки упорного подшипника подводится из кольцевой канавки 1 в камеру 2 и отводится через отверстие 3.

На рис. 10-22 показаны разрез и детали комбинированного опорно-упорного подшипника иной конструкции. Опорная часть подшипника расположена в центре, а упорные

части — по бокам. Упорные диски, которыми фиксируется осевое положение ротора, насажены на вал. Правильное положение вкладыша в корпусе подшипника обеспечивается прокладками между его корпусом и вкладышем.

Рабочие колодки упорного подшипника связаны проволокой 3, удерживающей их в нужном положении. Кроме того, каждая колодка 1 опирается на шарик 2, которые входят в отверстие кольца 4. В местах опоры колодок на шарик в колодки вставлены стальные шайбы. Наличие подвижных шариков дает возможность рабочим колодкам принимать нужное положение. В верхней части фигуры показана развертка рабочей окружности диска, из которой ясно видно, что между вращающимся диском и рабочими колодками образуются

клиновидные зазоры. Давление масла в масле клине неравномерное, возрастающее с уменьшением зазора. Масло подводится к опорной части подшипника в средней его части. Часть этого масла поступает для смазки и охлаждения опорного подшипника, а другая часть продольными канавками подводится к упорным подшипникам.

Преимуществами сегментного подшипника являются его компактность и наиболее равномерное распределение осевого усилия между всеми рабочими колодками. Конструкция сегментного подшипника надежно обеспечивает образование масляного клина, поэтому в упорных сегментных подшипниках допустимое удельное давление принимается более высоким, достигающим $150\text{--}250 \text{ н/см}^2$.

Глава одиннадцатая

КОНСТРУКЦИИ И РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ РОТОРОВ И ИХ ДЕТАЛЕЙ

11-1. КОНСТРУКЦИИ РАБОЧИХ ЛОПАТОК

Рабочие лопатки предназначены для преобразования кинетической энергии потока пара в механическую работу на валу турбины. Работа пара от лопаток передается на вал через барабан или диски, на которых лопатки жестко закреплены.

На рис. 11-1 представлены наиболее распространенные способы крепления лопаток на дисках. Короткие лопатки, обладающие небольшой центробежной силой, часто изготавливают с Т-образным хвостом. Крепление лопаток с таким хвостом осуществляется по типу рис. 11-1,а—в. Если лопатка и ее хвост имеют одинаковую толщину (хвост лопатки не утолщен), то для образования канала между лопатками устанавливают специальные вставки, называемые промежуточными телами.

Лопатки и промежуточные тела заводятся в паз диска через специальный местный вырез на ободе. После набора всех лопаток венца вырез заделывается вставкой или специальной рабочей лопаткой, имеющей профиль хвоста, соответствующий профилю выреза в диске. Такой замок или замковая лопатка чаще всего фиксируются на ободе специальными заклепками.

В зависимости от конструкции замка шаг между соседними лопатками в месте его установки равен или больше нормального шага. Лопатка, обращенная вогнутой частью к большому шагу, воспринимает большее паровое усилие. Наличие большего шага увеличивает неравномерность потока за лопатками и повышает потери.

Типы хвостов, показанные на рис. 11-1,а и б, примерно равноценны. Посадочными поверхностями лопаток являются площадки между размером p (площадки M и запячки хвостов лопаток). Чтобы устранить посадочные напряжения в шейке хвоста, предусматриваются зазоры, величина которых указана на рисунке.

Типы хвостов лопаток (рис. 11-1,в и г) незначительно отличаются от типов а и б, но посадочные поверхности их выполнены по-другому. Наличие боковых гребней на лопатках и буртиков на венце диска образует опорные поверхности, препятствующие расхождению щек обода диска, в сечениях 1-1 которых возникают изгибающие напряжения от центробежных сил лопаток. На рис. 11-1,в между двумя пазами в диске и хвостами лопаток закинута стальная лента, которая ужесточает посадку лопаток на диске.

Двойной Т-образный хвост лопаток (рис. 11-1,г) ужесточает крепление лопаток в осевом направлении, но применение его усложняет технологию производства лопаток и усложняет пригонку хвостов к пазу диска.

На рис. 11-1,д и е показан способ верховой посадки лопаток на грибовидный обод. Этот способ установки лопаток широко применяется ХТГЗ для коротких и длинных лопаток турбин высокого давления. Тип д предназначен для коротких лопаток, а тип е — для длинных.

На рис. 11-1,ж и з показана верховая посадка лопаток с вильчатыми хвостами. В зависимости от размеров лопаток применяют

Расчет лопатки на растяжение от центробежных сил [лопатка установлена радиально]¹

Опасным сечением лопатки постоянного профиля является сечение у основания ее рабочей части (у корня) или сечение, ослабленное отверстием для скрепляющей проволоки. Для снижения напряжений в сечениях, ослабленных отверстиями, иногда утолщают профиль лопатки в этих сечениях. Лопатки переменного профиля имеют по существу те же опасные сечения.

Напряжения от центробежных сил в корневом сечении лопатки постоянного профиля определяются по уравнению

$$\sigma_p = \frac{C_0}{F_0} = \frac{C_0 + \Sigma C_0}{F_0}, \quad (11-1)$$

где $C_0 = C_n + \Sigma C_0$ — центробежные силы рабочей части лопатки, ленточного и проволочного бандажей, кг;

F_0 — сечение рабочей части лопатки у ее основания (в корне), см^2

Центробежная сила лопатки постоянного сечения

$$C_n = G_n r_{\text{ср}n} \omega^2 = F_n l r_{\text{ср}n} \omega^2, \quad (11-2)$$

где G_n — масса рабочей части лопатки, кг;
 l — длина рабочей части лопатки, см;
 ρ — плотность материала лопатки, кг/см^3 ;
 $r_{\text{ср}}$ — средний радиус, м;
 ω — угловая скорость $1/\text{сек}$.

Центробежная сила ленточного бандажа

$$C_{n.б} = G_{n.б} r_{n.б} \omega^2 = F_{n.б} l_{n.б} \rho_{n.б} r_{n.б} \omega^2, \quad (11-2a)$$

где $G_{n.б}$ — масса ленточного бандажа на длине шага $l_{n.б}$, кг;

$F_{n.б}$ — площадь поперечного сечения ленточного бандажа, см^2 ;

$l_{n.б}$ — шаг лопаток по окружности ленточного бандажа, см;

$r_{n.б}$ — радиус центра тяжести сечения ленточного бандажа, см.

Центробежная сила проволочного бандажа

$$C_{n.б} = G_{n.б} r_{n.б} \omega^2 = F_{n.б} l_{n.б} \rho_{n.б} r_{n.б} \omega^2, \quad (11-2b)$$

где $G_{n.б}$ — масса проволоки на длине шага $l_{n.б}$, кг;

$F_{n.б}$ — площадь поперечного сечения проволоки, см^2 ;

$l_{n.б}$ — шаг лопаток по окружности скрепляющей проволоки, см;

$r_{n.б}$ — радиус центра тяжести сечения проволоки, м.

Подставляя в формулу (11-1) значения центробежных сил из (11-2), (11-2a) и (11-2b) и заменяя $\omega = \pi n / 30$, получаем

$$\sigma_p = \frac{\pi^2 n^2 \rho}{900} \left[l r_{\text{ср}} + \frac{F_{n.б}}{F_0} t_{n.б} r_{n.б} + \right. \\ \left. + \frac{1}{F_0} \Sigma (F_{n.б} r_{n.б} r_{n.б}) \right]. \quad (11-3)$$

При $\rho = 0,00785 \text{ кг/см}^3$ имеем:

$$\sigma_p = 8,62 \cdot 10^{-6} n^2 \left[l r_{\text{ср}} + \frac{F_{n.б}}{F_0} t_{n.б} r_{n.б} + \right. \\ \left. + \frac{1}{F_0} \Sigma (F_{n.б} r_{n.б} r_{n.б}) \right]. \quad (11-3a)$$

Центробежная сила лопатки переменного профиля

$$C'_n = G'_n r_{n.т} \omega^2, \quad (11-4)$$

где G'_n — масса рабочей части лопатки от вершины до расчетного сечения, кг;

$r_{n.т}$ — радиус до центра тяжести расчетного участка рабочей лопатки, м.

Для лопатки переменного сечения, площадь которой изменяется по закону прямой линии, массу G'_n можно найти по уравнению

$$G'_n = \frac{F_1 + F_2}{2} l \rho, \quad (11-4a)$$

где F_1 — сечение лопатки у ее основания или на рассматриваемой высоте;

F_2 — минимальное сечение у вершины лопатки;

l — длина лопатки или рассматриваемого участка.

Центр тяжести рабочей части лопатки или рассматриваемого участка $r_{n.т}$ определяется из условия равновесия моментов сил элементарных участков (см. равновесие сил в механике).

Подставляя в формулу (11-4) вместо G'_n значение из (11-4a), получаем

$$C'_n = \frac{F_1 + F_2}{2} l \rho r_{n.т} \omega^2. \quad (11-4b)$$

Напряжения от центробежных сил в лопатке переменного профиля с прямолинейным изменением сечения по высоте в любом сечении согласно формуле (11-3a) определяются так:

$$\sigma'_p = 8,62 \cdot 10^{-6} n^2 \left[\frac{F_1 + F_2}{2 F_1} l r_{n.т} + \right. \\ \left. + \frac{F_{n.б}}{F_1} t_{n.б} r_{n.б} + \frac{1}{F_1} \Sigma (F_{n.б} r_{n.б} r_{n.б}) \right]. \quad (11-5)$$

¹ При такой установке центры тяжести любого поперечного сечения рабочей части лопатки находятся на одном радиусе.

Расчет лопатки на изгиб от центробежных сил (лопатка установлена нерадиально)

Когда центры тяжести поперечных сечений рабочей части лопатки не лежат на одном общем радиусе, то направление центробежной силы лопатки или части ее не совпадает с центром тяжести расчетного сечения лопатки. В этом случае на расчетное сечение лопатки будут действовать растягивающие усилия и изгибающий момент от центробежной силы, и в лопатке, кроме растягивающих напряжений, возникнут изгибающие напряжения.

На рис. 11-4 представлена схема установки лопатки с навалом, наклонном к радиусу, проходящему через центр тяжести рабочей части лопатки (точка К). Линия OO является радиусом, проходящим через точку O на оси турбины и центр тяжести лопатки (точку К). Линия $ЦЦ$ проходит через центры тяжести поперечных сечений рабочей части лопатки от ее корня до вершины. Линия $ОО_1$ проходит через ось турбины и центр тяжести корневого сечения лопатки (точку K_1).

Момент центробежной силы C_0 лопатки и бандажных связей по отношению к корневому сечению aa лопатки определяют по формуле

$$M_{из.ц} = C_0 x_{кр} = C_0 \Delta x + C_{л.б} \Delta x_{л.б} + \Sigma (C_{л.б} \Delta x_{л.б}), \quad (11-6)$$

где $\Delta x_{кр}$ — расстояние между центром тяжести корневого сечения aa лопатки и радиальной линией, проходящей через приведенный центр тяжести рабочей части лопатки и бандажных связей, см;

$\Delta x_{л.б}$ и $\Delta x_{л.б}$ — расстояния между центром тяжести сечения лопатки с радиальными линиями, проходящими через центры тяжести соответственно ленточного и проволочного бандажей, см.

Напряжение от изгиба в лопатке (сечение aa) от центробежных сил находят по формуле

$$\sigma_{из.ц} = \frac{M_{из.ц}}{W_x} = \frac{C_0 \Delta x_{кр}}{W_x}, \quad (11-7)$$

где W_x — минимальный момент сопротивления сечения aa рабочей лопатки, см³.

Для упрощения вычислений, пренебрегая некоторой погрешностью, можно принять

$$\sigma_{из.ц} = \frac{C_0 \Delta x_{кр}}{W_x} \approx \frac{C_0 \Delta x}{W_x}.$$

Подставляя в формулу (11-7) вместо C_0 его значения из формул (11-2), (11-2а) и (11-2б) и принимая во внимание указанное упроще-

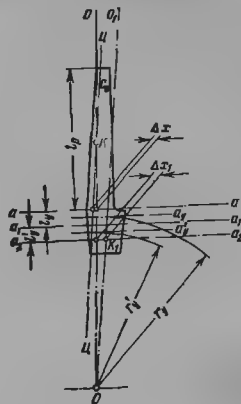


Рис 11-4. Схема установки лопаток с наклоном к радиальной линии

ние, получаем для лопатки постоянного поперечного сечения

$$\sigma_{из.ц} = \frac{8,62 \cdot 10^{-7} n^2 \Delta x}{W_x} [F_0 r_{кр} + F_{л.б} \sigma_{л.б} + \Sigma (F_{л.б} \sigma_{л.б})] \quad (11-7a)$$

и для лопатки переменного поперечного сечения

$$\sigma_{из.ц} = \frac{8,62 \cdot 10^{-7} n^2 \Delta x}{W_x} \left[\frac{F_1 + F_2}{2} r_{л.г} + F_{л.б} \sigma_{л.б} + \Sigma (F_{л.б} \sigma_{л.б}) \right]. \quad (11-7б)$$

В формуле (11-7б) значение центробежной силы рабочей части лопатки подставлено в соответствии с формулой (11-16).

Пример 11-1. Определить напряжения от центробежных сил в корневом сечении лопатки постоянного профиля, если дано: число оборотов $n=3000$ об/мин; число рабочих лопаток на диске $z=240$; площадь корневого сечения лопатки $F_0=0,82$ см²; длина рабочей части лопатки $l=14$ см; радиус средней окружности лопаток $r_{кр}=0,56$ см. Лопатки соединены в пакеты ленточным бандажом, ширина бандаж 2,6 см, толщина его 0,2 см. Плотность материала лопаток $\rho=0,00785$ кг/см³.

Площадь поперечного сечения бандаж $F_{л.б} = 2,6 \times 0,2 = 0,52$ см².

Радиус центра тяжести сечения бандаж

$$r_{л.б} = r_{кр} + 0,5l + 0,5s = 0,56 + 0,5 \cdot 0,14 + 0,5 \cdot 0,002 = 0,631 \text{ м.}$$

Шаг лопаток по бандажу

$$\frac{2\pi \cdot r_{л.б}}{z} = \frac{2\pi \cdot 0,631}{240} = 1,65 \text{ см.}$$

Напряжение в корневом сечении лопатки подсчитываем по формуле (11-3):

$$\sigma_p = 8,62 \cdot 10^{-8} \cdot 3000^2 \left(14 \cdot 0,56 + \frac{0,52}{0,82} \cdot 0,631 \cdot 0,85 \right) = 6890 \text{ н/см}^2.$$

Центробежные силы лопатки и бандажных связей вызывают напряжения в сечениях хвоста лопатки. Напряжение в хвосте лопатки определяют для наиболее слабых сечений, например для сечения a_2a_2 (см. рис. 11-4).

В сечении a_2a_2 хвоста лопатки действуют центробежные силы от рабочей части лопатки, бандажных связей и части хвоста лопатки над сечением a_2a_2 , вызывая растягивающие и изгибающие напряжения.

Напряжения растяжения от центробежных сил в сечении a_2a_2 для лопатки постоянного поперечного сечения можно определить по формуле

$$\sigma'_{\text{р}} = 8,62 \cdot 10^{-8} n^2 \left[\frac{F_y}{F'_y} l r_{\text{ср}} + \frac{F_{\text{п.с.}}}{F'_y} t_{\text{п.с.}} \sigma_{\text{п.с.}} + \frac{1}{F'_y} \Sigma (F_{\text{п.с.}} t_{\text{п.с.}} \sigma_{\text{п.с.}}) + \frac{F_y}{F'_y} l_y r_y + l'_y r'_y \right] \quad (11-8)$$

и для лопатки переменного поперечного сечения по формуле

$$\sigma''_{\text{р}} = 8,62 \cdot 10^{-8} n^2 \left[\frac{F_1 + F_2}{2} l r_{\text{ц}} + \frac{F_{\text{п.с.}}}{F'_y} t_{\text{п.с.}} \sigma_{\text{п.с.}} + \frac{1}{F'_y} \Sigma F_{\text{п.с.}} t_{\text{п.с.}} \sigma_{\text{п.с.}} + \frac{F_y}{F'_y} l_y r_y + l'_y r'_y \right], \quad (11-8a)$$

где F_y и F'_y — площади поперечных сечений хвоста лопатки соответственно для $a_y a_y$ и $a'_y a'_y$, см^2 ;

l_y и l'_y — высоты хвоста между сечениями соответственно $a_a - a_1 a_1$ и $a_1 a_1 - a_2 a_2$, см ;

r_y и r'_y — радиусы центров тяжести соответствующих участков хвоста лопатки, м .

Напряжения на изгиб от центробежных сил в сечении a_2a_2 хвоста лопатки постоянного поперечного сечения можно подсчитать по формуле

$$\sigma''_{\text{из.ц}} = \frac{8,62 \cdot 10^{-8} n^2}{W'_{\text{из.ц}}} [F_y l r_{\text{ср}} \Delta x_{\text{п.с.}} + F_{\text{п.с.}} t_{\text{п.с.}} \sigma_{\text{п.с.}} \Delta x_{\text{п.с.}} + \Sigma (F_{\text{п.с.}} t_{\text{п.с.}} \sigma_{\text{п.с.}} \Delta x_{\text{п.с.}}) + F_y l_y r_y \Delta x_y] \quad (11-9)$$

и для лопатки переменного поперечного сечения по формуле

$$\sigma''_{\text{из.ц}} = \frac{8,62 \cdot 10^{-8} n^2}{W'_{\text{из.ц}}} \left[\frac{F_1 + F_2}{2} l_{\text{ц.т}} \Delta x_{\text{п.с.}} + \right.$$

$$\left. + F_{\text{п.с.}} t_{\text{п.с.}} \sigma_{\text{п.с.}} \Delta x_{\text{п.с.}} + \Sigma (F_{\text{п.с.}} t_{\text{п.с.}} \sigma_{\text{п.с.}} \Delta x_{\text{п.с.}}) + F_y l_y r_y \Delta x_y \right], \quad (11-9a)$$

где $\Delta x_{\text{п.с.}}$, $\Delta x_{\text{л.с.}}$, $\Delta x_{\text{б.с.}}$ и Δx_y — расстояния между центром тяжести сечения a_2a_2 хвоста лопатки и радиальными линиями, проходящими через центры тяжести соответственно рабочей части лопатки, ленточного и проволочного бандажей и для части хвоста лопатки высотой l_y .

Суммарные напряжения от центробежных сил на растяжение и изгиб в лопатках, изготовленных из никелевой и хромоникелевой стали, допускают от 10 000 до 12 000 н/см^2 , а из нержавеющей сталей до 15 000—16 000 н/см^2 , а иногда и более высокие. Например, в лопатках последних ступеней конденсационных турбин большой мощности предел допускаемых напряжений от центробежных сил достигает 20 000—22 000 н/см^2 .

Расчет лопатки на изгиб от парового усилия

Поток пара по окружности сопла имеет постоянную эпюру скоростей как по величине, так и по направлению. Паровой поток действует на вращающуюся лопатку с периодически изменяющейся скоростью, оказывая на нее переменные усилия и вызывая переменные (динамические) напряжения¹. Эти напряжения в лопатке определить не представляется возможным, так как возмущающие силы парового потока неизвестны. Поэтому при расчете лопатки допускают, что усилия парового потока являются постоянными по всей длине окружности сопла и приложенными к лопатке статически. В связи с этим считают, что на рабочую лопатку действуют следующие постоянные и легко вычисляемые усилия парового потока:

а) усилие на направлении вращения (окружное усилие)

$$P_u = \frac{10^{-8} N_u}{\sin z} = \frac{10^{-8} G_u h_t}{\sin z}, \quad (11-10)$$

где N_u — мощность на венце диска, квт ;

e — степень парциальности ступени;

u — окружная скорость по среднему диаметру, м/сек ;

z — число лопаток на диске;

G_u — расход пара через ступень, кг/сек ;

h_t — использованный перепад тепла;

б) усилие от разности давления по обе стороны лопаток, действующее в направлении осн турбины (осевое усилие):

$$P_a = l(p'_1 - p_2), \quad (11-11)$$

где l — высота рабочей лопатки;

t — шаг по среднему диаметру;

¹ См. § 11-3.

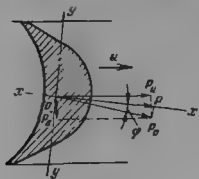


Рис 11-5. Силы, изгибающие лопатку.

p'_1, p_2 — давление пара перед и за рабочими лопатками (для чисто активной ступени $P_a = 0$);

в) усилие в направлении оси турбины от разности количества движения

$$P'_a = \frac{G_0}{g} (c_{1a} - c_{2a}), \quad (11-12)$$

где c_{1a} и c_{2a} — проекции абсолютных скоростей на осевое направление.

На рис. 11-5 показано направление действия сил струи пара на рабочую лопатку.

Общее усилие на лопатку равно диагонали прямоугольника

$$P_0 = \sqrt{P_u^2 + (P_a + P'_a)^2}. \quad (11-13)$$

Сила, действующая на лопатку в направлении оси xx , равна:

$$P = P_0 \cos \varphi. \quad (11-14)$$

Принимая усилия, действующие на лопатку, равномерно распределенными по ее высоте, определяем изгибающий момент относительно оси yy

$$M_x = \frac{Pl}{2}. \quad (11-15)$$

Напряжения от парового усилия

$$\sigma_{из} = \frac{M_x}{W_y} = \frac{Pl}{2W_y} = \frac{P_0 l}{2W_y} \cos \varphi, \quad (11-16)$$

где W_y — минимальный момент сопротивления лопатки относительно yy , $см^3$.

Для турбин активного типа с небольшой реакцией часто пренебрегают силами P_a и P'_a и непараллельностью осей xx к оси турбины. Тогда расчетная формула (11-16) примет вид:

$$\sigma_{из} = \frac{P_0 l}{2W_y}. \quad (11-17)$$

Допускаемые напряжения $\sigma_{из}$ принимаются: а) для ступеней с парциальным подводом пара

$$\sigma_{из} \leq 1900 \text{ н/см}^2;$$

б) при подводе пара по всей окружности

$$\sigma_{из} \leq 3800 \text{ н/см}^2.$$

В лопатках последних ступеней конденсационных турбин большой мощности из-за высоких напряжений от центробежных сил допускаемые напряжения от паровых усилий понижают до 1000 н/см² и даже до более низких значений.

Для разгрузки длинных лопаток от паровых усилий (лопатки последних ступеней конденсационных турбин) их устанавливают с навалом, наклоняя в сторону вращения диска. При такой установке лопаток изгибающий момент от паровых усилий и момент от центробежных сил имеют противоположные направления. Давая различные навалы рабочей лопатке, можно значительно разгрузить ее от паровых усилий за счет момента от центробежных сил.

11-3. ВИБРАЦИЯ ЛОПАТОК

Если к лопатке (или пакету лопаток) приложить кратковременно действующую внешнюю силу, то лопатка (или пакет лопаток) под действием сил упругости будет совершать свободные колебания. Частота этих колебаний является вполне определенной для данной лопатки (или пакета лопаток) и зависит от ее размеров и характера закрепления. Благодаря сопротивлению внешней среды и силам внутреннего трения в металле лопатки (или пакета лопаток) амплитуда ее свободных колебаний постепенно уменьшается, т. е. колебания являются затухающими.

При периодическом воздействии внешней силы на лопатку (или пакет лопаток) возникают вынужденные колебания. Особенно важным случаем вынужденных колебаний является тот, когда частота внешней силы равна или кратна частоте собственных колебаний лопатки или пакета лопаток. В этом случае возникает явление резонанса. При резонансных колебаниях лопаток амплитуды их возрастают от минимального значения в начале колебаний до некоторой максимальной величины при установившемся состоянии.

Лопатки под действием парового потока, выходящего из сопла, могут совершать различные колебания, а именно:

а) колебания в плоскости вращения диска — тангенциальные колебания;

б) колебания в плоскости, перпендикулярной к вращению диска, — осевые колебания;

в) повороты вокруг своих осей отдельных лопаток или пакета лопаток — крутильные колебания.

Тангенциальные колебания лопаток

При вибрации различают индивидуальные колебания лопаток, не связанных в пакеты, и колебания пакетов лопаток.

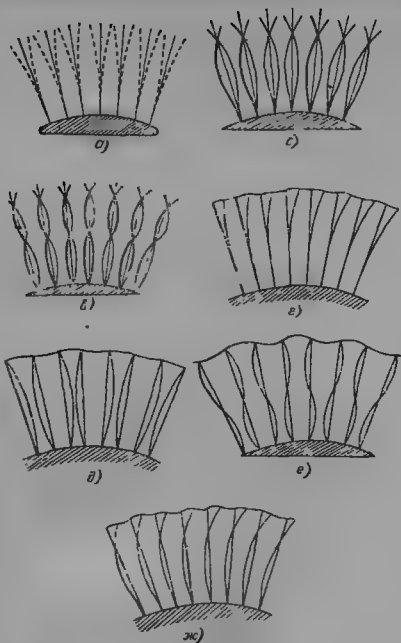


Рис. 11-6 Различные формы колебания лопаток.

Лопатки, индивидуально закрепленные на диске, могут совершать следующие колебания:

а) интенсивные колебания вершин лопаток без узловой точки¹ (рис. 11-6,а), называемые первым тоном с $1/4$ волны (типа A_0);

б) колебания с одной узловой точкой (рис. 11-6,б), называемые вторым тоном с $3/4$ волны (типа A_1);

в) колебания с двумя узловыми точками (рис. 11-6,в), называемые третьим тоном с $5/4$ волны, и т. д.

Лопатки, связанные в пакеты, могут совершать следующие колебания:

а) интенсивные колебания вершин лопаток в одной фазе (рис. 11-6,г), имеющие также первый тон с $1/4$ волны (типа A_0);

б) колебания при неподвижных вершинах без узловой точки в различных фазах (рис. 11-6,д), также имеющие первый тон по $2/4$ волны. Такие колебания возможны у лопаток, дополнительно не связанных скрепляющей

¹ Узловой — это неподвижная точка колеблющейся лопатки.

проволокой. Этот вид вибрации лопаток называют внутривибрационными или автономными колебаниями. Автономные колебания лопаток могут происходить с одной узловой точкой по середине (рис. 11-6,е). Это колебания второго тона, но уже с полной волной. Характерным признаком автономных колебаний лопаток является то, что они вибрируют в разных фазах;

в) лопатки в пакете могут колебаться в одной фазе с одной узловой точкой, как это показано на рис. 11-6,ж, во втором тоне с $3/4$ волны (типа A_1).

Осевые колебания лопаток

Осевая вибрация лопаток характерна тем, что лопатки колеблются в плоскости, перпендикулярной к плоскости диска (рис. 11-7).

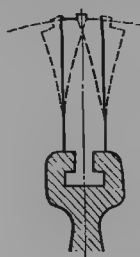


Рис. 11-7. Осевые колебания лопаток.

Этот вид колебаний лопаток в условиях работы турбин встречается относительно редко и связан с вибрацией дисков как единой системы. Отстройка осевых колебаний лопаток от опасных зон вибрации связана с настройкой самих дисков.

Крутильные колебания лопаток

При крутильных колебаниях лопаток они совершают как бы повторяющиеся угловые повороты (рис. 11-8).

Характерным признаком этого вида вибрации являются интенсивные колебания (угловые повороты) вершин крайних в пакете лопаток и лишь незначительные повороты лопаток, расположенных в середине пакета. Этот вид колебаний чаще всего возникает у лопаток переменного и особенно закрученного профиля, главным образом у лопаток последних ступеней турбин большой мощности.

Причины, вызывающие колебания лопаток

Колебания лопаток вызываются неравномерностью скоростей в потоке по окружности сопла или направляющих лопаток, т. е. периодической нестационарностью потока.

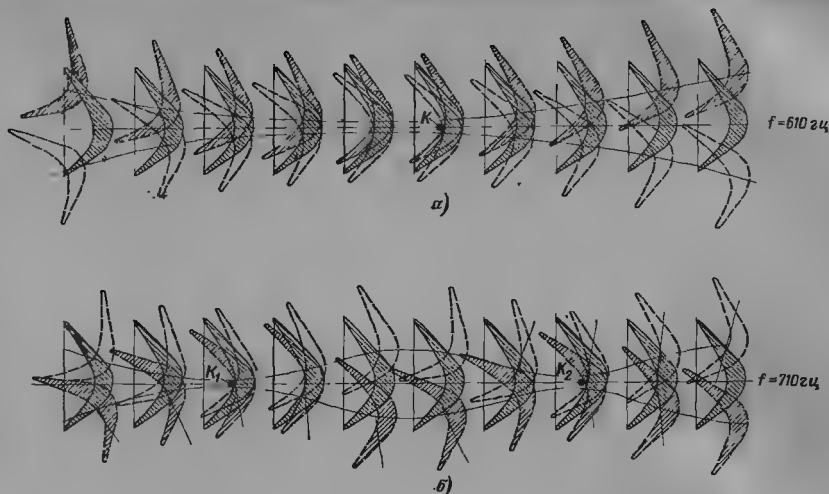


Рис. 11-8. Крутильные колебания лопаток.

а — крутильные колебания пакета с узловой точкой K ; б — крутильные колебания пакетов с двумя узловыми точками K_1 и K_2 .

Для отстройки лопаток от опасных зон вибраций возмущающие силы разделяют на две категории: а) возмущающие силы с частотой, равной nz (где n — секундное число оборотов ротора, z — число сопл или направляющих лопаток по окружности диска); б) возмущающие силы с частотой, равной числу оборотов ротора или кратной ему kn (где k — целое число: 1, 2, 3 и т. д.).

В первом случае причиной неравномерности скоростей в паровом потоке являются перегородки между смежными сопловыми каналами. При протекании пара по сопловым каналам перегородки, разделяющие каналы, вызывают трение и тормозят поток. Поэтому скорость пара в сечении соплового канала неодинакова, а изменяется от минимума у стенок до максимума в средней части канала. Лопатки при вращении диска, встречая на своем пути различные по силе импульсы парового потока, т. е. периодически нестационарный поток пара, вибрируют. Если в этом случае собственная частота колебаний лопаток совпадает с частотой возмущающих сил, получается резонанс. Условие резонанса в этом случае выражается соотношением

$$f = nz, \quad (11-18)$$

где f — частота собственных колебаний индивидуальной лопатки, гц.

Во втором случае возмущающие силы в основном возникают по причинам: нарушения плавности потока пара в стыках диафрагм;

местного нарушения плавности потока пара из-за неодинаковой величины каналов (за счет неточности изготовления направляющих лопаток и смещения их при заливке в диафрагмы);

из-за вибрации ротора, вызванной чебалансом.

В случае равенства собственных частот колебаний лопаток с частотой возмущающей силы, а также при их кратности имеет место резонанс.

Условие резонансных колебаний лопаток в этом случае выражается уравнением

$$f_n = kn, \quad (11-19)$$

где f_n — частота собственных колебаний пакета лопаток, гц.

Оба вида резонансных вибраций (для отдельных форм колебаний) являются опасными для работы лопаток.

Напряжения в лопатках при резонансе зависят от величины парового импульса и кратности его действия. Если, например, частота собственных колебаний лопаток совпадает с частотой возмущающей силы ($f_n/n = 1$ — случай первой кратности, $k=1$), то это является весьма опасным для работы лопаток.

11-4. ОТСТРОЙКА ЛОПАТОК ОТ ОПАСНЫХ ВИБРАЦИЙ

Собственные частоты колебаний лопаток лежат в очень больших пределах, примерно от 40 до 5 000—10 000 гц и выше. Лопатки по частоте колебаний разделяют на две основные группы: низкочастотные и высокочастотные. Лопатки с частотами колебаний примерно до 400 гц относят к группе низкочастотных, а лопатки с частотами колебаний выше 400 гц — к высокочастотным.

Такое подразделение лопаток по частоте колебаний на две группы является условным и объясняется специфичностью отстройки низкочастотных лопаток от опасных вибраций в отличие от способов отстройки высокочастотных лопаток.

Для устранения опасных вибраций лопаток применяют различные мероприятия. Как правило, лопатки по несколько штук связывают в пакеты ленточным бандажом или связными проволоками. Для соединенных в пакеты лопаток различают обычно следующие опасные виды вибрации, которые должны быть устранены с помощью настройки:

- вибрацию лопаток в одной фазе первого тона с $1/4$ волны (рис. 11-6,з);
- вибрацию лопаток в разных фазах первого тона с $2/4$ волны (рис. 11-6,д);
- аксиальные колебания лопаток по типу рис. 11-7.

Отстройка лопаток от опасных вибраций производится на турбостроительных заводах.

11-5. КОНСТРУКЦИЯ И РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ

БАРАБАНЫ РЕАКТИВНЫХ ТУРБИН

Бараны реактивных и комбинированных турбин выполняют различных конструкций. При малом диаметре барабана его выполняют из массивной поковки в виде утолщенного вала. Диск регулировочной ступени, обычно увеличенного диаметра, вытачивают заодно с телом барабана или сажают на вал барабана.

Бараны больших диаметров выполняют сварными из отдельных дисков (фирма ББЦ) или толстостенными с контрольным осевым отверстием. Конструкции таких барабанов обладают чрезвычайно большой жесткостью.

В основу расчета на прочность полого барабана положена теория свободно вращающегося кольца.

Выделим из барабана элемент длиной b , ограниченный радиальными сечениями, образующими бесконечно малый угол $d\varphi$ (рис. 11-9). При вращении барабана центробежная сила выделенного элемента равна:

$$dc = dm r \omega^2 = (\rho d \varphi \delta b) r \omega^2, \quad (11-20)$$

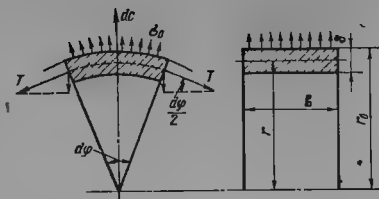


Рис. 11-9 Напряжение в элементе полого барабана

где $dm = \rho d \varphi \delta b$ — масса элемента;
 ρ — плотность материала, кг/м^3 ;
 ω — угловая скорость вращения барабана, $1/\text{сек}$.

Центробежная сила вызывает напряжения σ_u на поверхностях δb . Результирующие силы от этих напряжений будут $T = \delta b \sigma_u$.

Из условия равновесия имеем

$$dc = 2T \sin \frac{d\varphi}{2} \approx 2T d\varphi, \quad (11-20a)$$

где $\sin \frac{d\varphi}{2}$ вследствие малого угла принят равным $\frac{d\varphi}{2}$.

Подставляя в последнее уравнение значения dc и T , получаем:

$$\rho d \varphi \delta b r^2 \omega^2 = \delta b \sigma_u d \varphi,$$

откуда находим

$$\sigma_u = r \omega^2 = \rho u^2, \quad (11-21)$$

где u — окружная скорость вращения барабана, м/сек .

Из формулы (11-21) следует, что напряжения в тонкостенном барабане зависят только от его окружной скорости.

Для стали при $\rho = 7\,850 \text{ кг/м}^3$ имеем:

$$\sigma_u \approx 0,7850 u^2, \text{ н/см}^2.$$

Зависимость напряжений от окружной скорости следующая:

u	25	50	75	100	150	200
σ_u	491	1\,962	4\,415	7\,850	17\,660	31\,400

Отсюда следует, что даже при отсутствии внешней нагрузки полая конструкция барабана может применяться для относительно небольших окружных скоростей. Например, при углеродистых сталях можно применять тонкостенные барабаны для окружных скоростей не выше 120 м/сек , а при никелевых сталях — не выше 140 м/сек .

При расчете барабана на прочность необходимо учитывать также дополнительную нагрузку, создаваемую центробежной силой рабочих лопаток и их крепления (протеклами, а также проволоочным и ленточным бандажми).

Положим, что на 1 см^2 выделенного элемента барабана действует дополнительная центробежная сила от лопаток и их креплений, равная σ_0 .

Тогда дополнительная центробежная сила, действующая на поверхность элемента на радиусе r_0 , будет равна

$$dC_0 = r_0 d\varphi b \sigma_0. \quad (11-22)$$

Эта сила вызывает в барабане дополнительные напряжения σ_s , тангенциальные результирующие усилия которых равны

$$T_0 = b \delta \sigma_s.$$

Из условия равновесия элемента имеем

$$dC_0 = 2T_0 \sin \frac{d\varphi}{2} \approx T_0 d\varphi. \quad (11-22a)$$

Заменяя в этом уравнении dC_0 и T_0 их значениями, получаем

$$r_0 \sigma_0 = \delta \sigma_s, \quad (11-23)$$

откуда имеем

$$\sigma_s = \frac{r_0}{\delta} \sigma_0.$$

Суммарное тангенциальное напряжение в стенке барабана получаем из уравнения

$$\sigma = \sigma_u + \sigma_s = \rho \omega^2 + \frac{r_0}{\delta} \sigma_0. \quad (11-24)$$

Напряжение σ_0 на расчетной длине барабана принимается равномерно распределенным, поэтому величину его находят как частное от деления центробежной силы всех лопаток на площадь поверхности барабана $2\pi r_0 b$.

Допускаемые напряжения в барабанах принимают обычно до 0,4 предела текучести при данной температуре. Предел текучести стали зависит от марки стали и температуры.

11-6. РОТОРЫ ТУРБИН И ИХ КОНСТРУКЦИЯ

Ротор активной турбины представляет собой вал с закрепленными на нем дисками. Роторы с насадными дисками применяются обычно для турбин, работающих с температурой свежего пара не выше 400°C . Роторы, работающие в области более высоких температур и имеющие относительно небольшие диаметры, часто изготавливают цельнокованными, вытачивая вал и диски из одной поковки.

Применяют также и комбинированные роторы, в которых диски первых ступеней выточены заодно с валом, а диски последних ступеней насажены на вал. Примером такой конструкции являются роторы отечественных турбин большой мощности.

Цельнокованные роторы позволяют сократить размеры турбины, так как их длина меньше, чем роторов с насадными дисками. Кроме того, у насадных дисков в условиях эксплуатации может произойти ослабление посадки на вал, что приведет к длительной остановке турбины на ремонт. Основным недостатком цельнокованного ротора является полный выход его из строя в случае повреждения одного из дисков. В роторах с насадными дисками этот недостаток отпадает, так как в случае повреждения одного из дисков заменяют только негодный диск, а ротор сохраняют.

На рис. 11-10 показаны наиболее распространенные способы крепления дисков последних ступеней на валу турбины ЛМЗ.

Непосредственная посадка диска на вал с натягом осуществляется следующим способом: посадочная расточка диска выполняется несколько меньшего диаметра, чем диаметр вала. Посадка диска на вал производится в горячем состоянии, что и создает необходимый натяг после остывания диска. Диск предварительно нагревают в кипящей воде или масляной ванне, затем в горячем состоянии насаживают прессом на холодный вал. С обеих сторон вала предусматривают продольные шпошники, препятствующие проворачиванию диска при работе турбины. Этот способ посадки широко применяется ЛМЗ и другими заводами СССР. Диски последних ступеней турбины ЛМЗ имеют радиальные шпошники, входящие в выточки кольцевой втулки, сидящей на валу на продольных шпонках (см. рис. 11-10). Такая конструкция применяется для того, чтобы устранить недопустимую концентрацию напряжений, вызываемую шпоночными пазами на внутренней расточке дисков.

При всех способах посадки дисков на вал должен быть обеспечен необходимый предварительный натяг. Величину натяга определяют расчетом, исходя из условий плотного соединения диска с валом при рабочем числе оборотов ротора. Радиальное смещение точек на внутренней поверхности ступицы диска определяют по закону упругих деформаций:

$$\delta = \frac{r_0}{E} (\sigma_0 - \nu \sigma_r), \quad (11-25)$$

где r_0 — радиус вала, мм;
 E — модуль упругости, н/см^2 ;
 σ_0 и σ_r — тангенциальное и радиальное напряжения на поверхности расточки ступицы, н/см^2 ;
 ν — коэффициент поперечного сжатия.

Если принять, что при рабочем числе оборотов ротора натяг станет равным нулю, то в этом случае $\sigma_r = 0$.

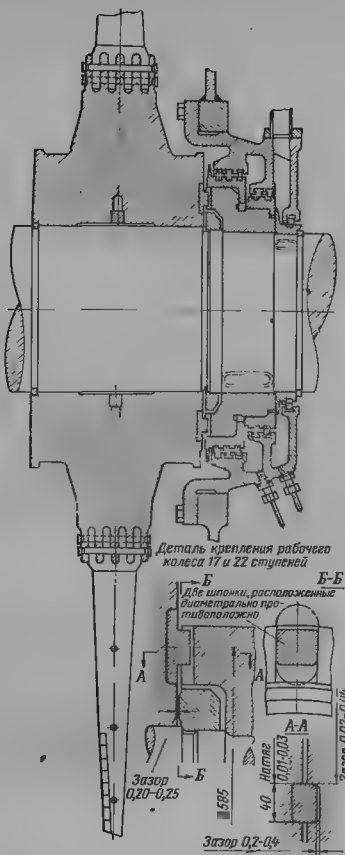


Рис. 11-10. Крепление диска на валу паровых турбин ЛМЗ К-50-90, К-100-90, К-200-130, К-300-240.

Тогда формула (11-25) примет вид:

$$\xi = \frac{r_0}{E} \alpha_{10} \quad (11-25a)$$

Напряжение σ_{10} определяется из расчета диска, а r_0 — из расчета вала на прочность и его конструкцией. Подставляя эти значения в формулу (11-25a), находим относительное удлинение по радиусу.

Для обеспечения натяга диска при n рабочем расчетную величину ξ увеличивают еще примерно на 10—15%.

Расчеты и опыт показывают, что если принять величину $2\xi = (0,001 + 0,0015) d_0$ (где d_0 — диаметр вала), то при n рабочем обеспечивается нужный натяг диска.

В практике наших заводов принимают освобождающее число оборотов n_0 на 15—30% выше рабочего; n_0 должно быть выше числа оборотов, при котором срабатывает предохранительный выключатель.

Пример 11-2. Определить натяг при посадке диска на вал, диаметр которого равен 300 мм, при рабочем числе оборотов тангенциальное напряжение $\sigma_{10} = 15\,600 \text{ кг/см}^2$.

Из формулы (11-25a) находим величину радиального удлинения

$$\xi = \frac{300}{2} \cdot \frac{15\,600}{20\,600\,000} = 0,114.$$

Прибавляя 10% и округляя, получаем $\xi = 0,125 \text{ мм}$ на радиус и $2\xi = 0,25 \text{ мм}$ на диаметр. Следовательно, диаметр расточки диска должен быть на 0,25 мм меньше, чем диаметр вала, т. е. должен быть 299,75 мм.

При вращении диска в его теле возникают напряжения от центробежных сил диска, лопаток, скрепляющих проволоч и ленточных бандажей. Диска изготовляют различных профилей с переменной или постоянной толщиной по радиусу.

Ниже даны расчетные формулы применительно к наиболее распространенным профилям дисков. Формулы приводятся для дисков, симметричных относительно плоскости, перпендикулярной их оси. Радиальные напряжения в осевом сечении диска принимают равномерно распределенными, т. е. пренебрегают их наклоном к плоскости симметрии. В расчетах температурные напряжения в дисках не учитываются.

Для вывода основного уравнения выделим во вращающемся диске элементарный участок и рассмотрим условия его равновесия. На рис. 11-11 показано направление действия сил на

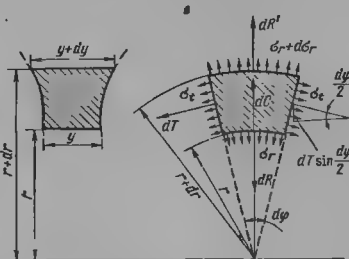


Рис. 11-11. Равновесие сил, приложенных к элементу диска

выделенный элемент. Для равновесия этого элемента необходимо выполнение условия

$$dR' - dR + dC - 2dT \sin \frac{\varphi}{2} = 0. \quad (11-26)$$

Силы, входящие в формулу (11-26), можно выразить следующим образом:

1) сила, действующая на внешнюю поверхность элемента,

$$dR' = (\sigma_r + d\sigma_r)(y + dy)(r + dr)d\varphi; \quad (11-26a)$$

2) центробежная сила элемента

$$dC = dmr\omega^2 = \rho y r^2 d\varphi d\omega^2, \quad (11-26b)$$

где ρ — плотность материала диска;

3) сила, действующая на внутреннюю поверхность элемента,

$$dR = \sigma_r y r d\varphi; \quad (11-26b)$$

4) силы, действующие на две боковые грани элемента,

$$dT = \sigma_t y dr. \quad (11-26r)$$

После простейших преобразований уравнений (11-26a) и (11-26b) получим:

$$\begin{aligned} dR' - dR &= (\sigma_r dy + y d\sigma_r + \sigma_r y dr) d\varphi = \\ &= d(\sigma_r y) d\varphi. \end{aligned} \quad (11-26d)$$

Подставляя в уравнение (11-26) значения сил из уравнений (11-26a) — (11-26d) и сохраняя на $d\varphi$, находим:

$$d(\sigma_r y) + \rho y r^2 \omega^2 dr - \sigma_t y dr = 0. \quad (11-27)$$

Это уравнение можно представить так:

$$\frac{d}{dr}(\sigma_r y) - \sigma_t y + \rho y r^2 \omega^2 = 0. \quad (11-27a)$$

Получено основное дифференциальное уравнение для расчета дисков переменного сечения.

В диске равного сопротивления напряжения во всех точках равны друг другу и постоянны,

$$\sigma = \sigma_r = \sigma_t = \text{const}. \quad (11-28)$$

Уравнение (11-27a) для диска равного сопротивления примет вид:

$$\sigma \frac{d}{dr}(ry) - \sigma y + \rho y r^2 \omega^2 = 0. \quad (11-29)$$

Пронзведя дифференцирование уравнения (11-29), получаем

$$\sigma y + r \frac{dy}{dr} - \sigma y + \rho y r^2 \omega^2 = 0$$

или после сокращения подобных членов и разделения переменных

$$\frac{dy}{y} = -\rho \frac{\omega^2}{\sigma} r dr. \quad (11-30)$$

Таблица 11-1
Технические условия на сталь, применяемую для изготовления дисков

Категория диска	Предел прочности, $\sigma_{\text{пред}}$, МПа	Предел текучести, $\sigma_{\text{тек}}$, МПа	Относительное удлинение δ_5 , %	Относительное сужение ψ , %	Удельная ударная вязкость $K_{\text{ИВ}}$, МДж/см ²	Твердость по Бринеллю $H_{\text{В, 0.1}}$, МПа
I	620	310	17	35	390	1 670—2 030
II	740	390	17	35	390	1 830—2 200
III	880	730	15	35	290	2 820—3 150

Интегрируя это дифференциальное уравнение в пределах от r до r_2 , находим:

$$\ln y_2 - \ln y = -\rho \frac{\omega^2}{2\sigma} (r_2^2 - r^2)$$

или

$$\ln \frac{y}{y_2} = \frac{\rho \omega^2}{2\sigma} (r_2^2 - r^2)$$

и окончательно

$$y = y_2 e^{\frac{\rho \omega^2}{2\sigma} (r_2^2 - r^2)}. \quad (11-31)$$

Здесь r_2 — внешний радиус диска; y_2 — толщина диска на радиусе r_2 .

По формуле (11-31) можно производить расчет дисков равного сопротивления. Толщину диска y_2 на радиусе r_2 определяют по уравнению

$$y_2 = \frac{C_{\text{п}} + x C_{\text{об}}}{2\pi r_2 \sigma}, \quad (11-32)$$

где $C_{\text{п}}$ — центробежная сила лопаток и бандажей;

$C_{\text{об}}$ — центробежная сила обода диска;

x — коэффициент, учитывающий влияние разгрузок; для сплошного обода $x=0,5+0,7$, для разрезного в осевом направлении $x=1$.

Марки сталей для изготовления дисков в зависимости от напряжений, возникающих в дисках в условиях эксплуатации, делятся обычно на три категории (табл. 11-1).

В табл. 11-2 приведен химический состав и некоторые физические константы сталей, применяющихся для изготовления турбинных дисков. Из сопоставления данных таблицы видно, что хромоникельмолибденовая сталь марки 32ХНМ обладает наиболее высокими прочностными свойствами. Наиболее нагруженные диски (обычно диски последних ступеней конденсационных турбин большой мощности) изготавливаются из стали марки 32ХНМ. 1МЗ, изготавливая диски последних ступеней турбин К-50-90 и К-100-90, допускает в них напряжения 26 500 н/см². Допускаемые напря-

Химический состав и некоторые физические константы сталей, применяющихся для изготовления турбинных дисков

Категория диска	Марка стали	Химический состав							S	P	Плотность, г/см³	Модуль упругости при 20 °С, ГПа
		C	Si	Mn	Cr	Ni	Mo					
								не более				
I	45A	0,42—0,47	0,17—0,37	0,50—0,80	≤0,20	≤0,30	—	0,03	0,04	7,81	200 000	
	43H	0,40—0,45	0,17—0,37	0,50—0,80	≤0,2	0,90—1,20	—	0,03	0,04			7,84
	45X	0,40—0,50	0,17—0,37	0,50—0,80	0,80—1,10	≤0,30	—	0,04	0,025			
II	35XM	0,30—0,38	0,17—0,37	0,40—0,70	0,90—1,20	≤0,40	0,25—0,40	0,03	0,035	—	208 000	
	35XHM	0,32—0,38	0,17—0,37	0,30—0,60	0,80—1,20	1,40—1,80	0,25—0,40	0,03	0,035		277 000	
III	30XHM	0,28—0,35	0,17—0,37	0,30—0,80	0,60—0,80	2,75—3,00	0,30—0,40	0,03	0,035	—	200 000	

жения в дисках для этой же стали, работающих при температуре 400°C, рекомендуется принимать 10 800 н/см². В каждом конкретном случае вопрос допускаемого напряжения в дисках решается в зависимости от температуры и механических свойств сталей. В общем случае величина допускаемого напряжения принимается обычно не выше 0,4 предела текучести материала при данной температуре.

11-7. РАСЧЕТ ВАЛА НА ПРОЧНОСТЬ

Напряжения, возникающие в материале вала турбины, можно подразделить на четыре группы:

а) напряжения от изгиба под действием веса вала и дисков;

б) напряжения от скручивания вала под действием вращающего момента, передаваемого от вала турбины валу генератора;

в) напряжения, возникающие от неравномерного распределения осевого усилия ротора на рабочие колодки упорного подшипника;

г) напряжения, возникающие при коротком замыкании генератора.

При расчете вала на прочность следует перевернуть его наиболее опасные сечения:

1) сечение, в котором изгибающий момент наибольший;

2) сечение, в котором крутящий момент наибольший (на муфте между турбиной и генератором);

3) сечение вала под упорным диском. Кроме того, производится проверка на короткое замыкание.

Прочность вала при изгибе и кручении

Расчет любого сечения вала на прочность заключается в определении напряжений, возникающих от совместного действия изгибающего и крутящего моментов. Расчет ведется по наибольшему касательному напряжению, которое определяется по формуле

$$\tau_{\max} = \frac{1}{2W} \sqrt{M_{\text{из}}^2 + M_{\text{кр}}^2} \cdot n \cdot \sigma_{\text{с}}, \quad (11-33)$$

где $W = \frac{\pi d^3}{32}$ — момент сопротивления вала, см³;

d — диаметр вала, см;

$M_{\text{из}}$, $M_{\text{кр}}$ — изгибающий и крутящий моменты в рассматриваемом сечении вала, н·см.

Изгибающий момент $M_{\text{из}}$ в любом сечении может быть найден графическим методом см. § 11-8.

Крутящий момент в любом сечении вала

$$M_{\text{кр}} = \frac{\Sigma P_{\text{в}} d_i}{2} = \frac{\Sigma N_i d_i}{2n} \cdot 10^3$$

или, подставляя

$$n = \frac{\pi d_i n}{60},$$

$$M_{\text{кр}} = \frac{10^3 \cdot 60 \Sigma N_i}{2\pi n} = 9550 \frac{\Sigma N_i}{n}, \quad \text{н·см} = 955000 \frac{\Sigma N_i}{n}, \quad \text{н·см}, \quad (11-34)$$

где ΣN_i — суммарная внутренняя мощность, развиваемая в ступенях турбины на участке вала от переднего конца до рассматриваемого сечения, квт;

$\Sigma P_{\text{в}}$ — суммарное паровое усилие на тех же ступенях;

n — число оборотов в минуту;

d_i — диаметр средней окружности лопаток;

u — средняя окружная скорость лопаток.

Величину $\tau_{\text{мвс}}$ для углеродистой стали можно допускать около 4 000 н/см², а для легированной стали 6 000—8 000 н/см² и выше.

В сечении вала на муфте между турбиной и генератором $M_{\text{из}} \approx 0$ и формула (11-33) дает:

$$\tau_{\max} = \frac{M_{\text{кр}}}{2W}, \quad \text{н/см}^2. \quad (11-34a)$$

Прочность вала в сечении под упорным диском

В эксплуатации турбины может возникнуть неравномерное распределение осевого усилия

между колодками сегментного упорного подшипника. В предельном случае все осевое усилие будет передаваться на одну колодку, и тогда изгибающий момент в сечении вала под упорным диском достигнет максимального значения.

На некоторых зарубежных турбинах типа АК-25-1 имели место неоднократные поломки вала в зоне упорного подшипника, возникающие из-за неравномерного распределения осевого усилия на упорные колодки.

Наши турбостроительные заводы, например ЛМЗ, разработали и освоили упорные подшипники новой конструкции, совершенно надежные в работе. Эти подшипники обеспечивают полное отсутствие изгибающих напряжений в вале от неравномерного распределения осевого усилия между упорными колодками.

Прочность вала при коротком замыкании

При коротком замыкании крутящий момент на роторе генератора мгновенно возрастает, превышая крутящий момент при максимальной мощности примерно в 10 раз. Поэтому следует проверять напряжение в шейке вала у муфты генератора на максимальный крутящий момент $M_{кр. макс.}$, который возникает при коротком замыкании генератора. Величина $M_{кр. макс.}$ может быть подсчитана по приближенной формуле:

$$M_{кр. макс.} \approx 20M_{кр} \frac{I_T}{I_T + I_r}, \quad (11-35)$$

где $M_{кр}$ — крутящий момент при номинальной мощности;

I_T и I_r — моменты инерции роторов турбины и генератора.

Наибольшее касательное напряжение при коротком замыкании находится по формуле (11-33) при замене в ней $M_{кр}$ значением $M_{кр. макс.}$ из уравнения (11-35). Это напряжение должно составлять не более 2/3 предела упругих деформаций материала, из которого изготовлен вал.

11-8. КРИТИЧЕСКОЕ ЧИСЛО ОБОРОТОВ ВАЛА

Несмотря на тщательность изготовления вала и дисков и их раздельную балансировку перед заводской сборкой, все же не удается добиться полного совпадения центра тяжести ротора с геометрической осью вала.

Собранный ротор всегда имеет некоторый небаланс, т. е. некоторое несовпадение центра тяжести с осью вала. Расстояние между центром тяжести и осью вала называется эксцентриситетом. При наличии даже небольшого эксцентриситета во время вращения появляются центробежная сила тем большая, чем выше число оборотов вала. Под действием центро-

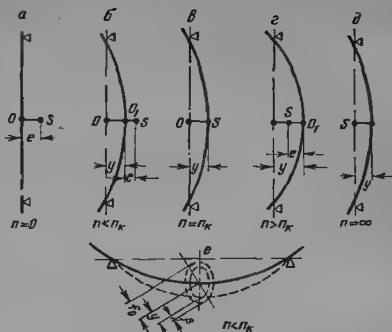


Рис. 11-12. Положение центра тяжести вала в зависимости от его числа оборотов.

бежной силы возникает прогиб вала и появляются бегания (вибрации).

Рассмотрим условия работы вала, имеющего некоторый небаланс, определяемый эксцентриситетом e (рис. 11-12).

Пусть центр тяжести вала S отстоит от его оси вращения на величину e . Чтобы не учитывать при вращении вала прогиб от собственного веса, расположим его вертикально (рис. 11-12, а).

Центробежную силу, действующую на вал при его вращении (рис. 11-12, б) определяют по уравнению

$$C = m(y + e)\omega^2, \quad (11-36)$$

где ω — угловая скорость вращения вала, 1/сек;

m — масса вала, кг;

y — прогиб вала, см.

Возникающая центробежная сила от небаланса уравновешивается упругой силой вала

$$P = \alpha y, \quad (11-37)$$

где α — сила, вызывающая прогиб вала, равный 1 см, которая зависит от жесткости вала, его длины, распределения нагрузки и способа закрепления его концов.

Условие равновесия сил C и P выражается уравнением

$$m(y + e)\omega^2 = \alpha y. \quad (11-38)$$

Из этого уравнения находим прогиб вала

$$y = \frac{me\omega^2}{\alpha - m\omega^2} = \frac{e}{\frac{\alpha}{m\omega^2} - 1}. \quad (11-39)$$

Из формулы (11-39) следует, что каждому значению ω соответствует вполне определен-

ная величина прогиба y , например при $\frac{\alpha}{m\omega^2} = 1$, $y = \infty$. Угловая скорость вала при $m\omega^2 = \alpha$ называется критической скоростью и определяется из уравнения

$$\omega_{кр} = \sqrt{\frac{\alpha}{m}} \quad (11-40)$$

Число оборотов ротора, численно равное собственной частоте его поперечных колебаний, называют критическим и обозначают $n_{кр}$.

Так как $\omega_{кр} = \frac{2\pi n_{кр}}{30}$, то из формулы (11-40) можно получить критическое число оборотов

$$n_{кр} = \frac{30}{\pi} \omega_{кр} = 9,55 \sqrt{\frac{\alpha}{m}} \quad (11-41)$$

Таким образом, при критическом числе оборотов вала прогиб его теоретически стремится к бесконечности и работа турбины при $n_{кр}$ недопустима. Чтобы обеспечить надежную работу вала, его рабочее число оборотов не должно совпадать с критическим, т. е. с частотой собственных поперечных колебаний. При удалении n рабочего на 15–20% $n_{кр}$, как показывает опыт эксплуатации, турбина уже работает вполне удовлетворительно. Большинство заводов, однако, принимают n рабочее на 30–40% больше или меньше $n_{кр}$.

Валы, у которых рабочее число оборотов больше критического, называются гибкими. Валы, имеющие рабочее число оборотов меньше критического, называются жесткими. При пуске турбины с гибким валом критическое число оборотов следует проходить быстро с тем, чтобы избежать чрезмерной вибрации и возможных повреждений (в первую очередь аварийного износа опорных подшипников).

Характерной особенностью критического числа оборотов вала является то обстоятельство, что при указании на чертеже (рис. 11-12,е) крайнем положении искривленной оси вала эксцентриситет e располагается перпендикулярно к плоскости чертежа, т. е. центр тяжести вала проектируется в точку S .

Теория и опыт показывают, что при $n > n_{кр}$ (рис. 11-12,е) центр тяжести вала (точка S) располагается между пунктирной и искривленной осями вала.

В этом случае условие равновесия сил S и P имеет вид

$$m(y-e)\omega^2 - ay = 0, \quad (11-42)$$

откуда

$$y = \frac{me\omega^2}{m\omega^2 - \alpha} = \frac{e}{1 - \frac{\alpha}{m\omega^2}} \quad (11-43)$$

Согласно уравнению (11-40) имеем $\alpha/m = \omega_{кр}^2$, следовательно, вместо (11-43) можно написать:

$$y = \frac{e}{1 - \frac{\omega_{кр}^2}{\omega^2}} \quad (11-43a)$$

Из этого уравнения видно, что с увеличением ω величина y уменьшается по сравнению с прогибом при критическом числе оборотов. Это обстоятельство как раз и позволяет применять гибкие валы. Например, при $\omega = \omega_{кр}$ $y = \infty$, а при $\omega \rightarrow \infty$ $y = e$, т. е. при бесконечно большом числе оборотов вала центр его тяжести (точка S на рис. 11-12,д) совпадает с осью вращения.

Приведенные выводы и рассуждения остаются в силе и для вала с насаженными на него дисками, т. е. для роторов турбины.

Из формулы (11-39) и (11-43) видно, что величина прогиба зависит также и от e , поэтому при балансировке ротора всегда следует стремиться к получению минимальной величины e .

При горизонтальном расположении вала (рис. 11-12,е) под действием его веса и веса дисков даже в состоянии покоя имеется статический прогиб f_0 . Таким образом, ось ротора всегда несколько искривлена. Следовательно, при вращении ротора вал прогнется вследствие небаланса еще на дополнительную величину y и будет колебаться относительно линии статического прогиба вала (рис. 11-12,е).

Величину статического прогиба определяют по формуле

$$f_0 = \frac{G_0}{\alpha}, \quad (11-44)$$

где G_0 — масса вала или ротора.

Прогиб f_0 зависит от жесткости ротора, расстояния между опорами и распределения нагрузки.

Для вала, свободно лежащего на двух опорах с нагрузкой посередине, прогиб его в точке приложения силы равен

$$f_0 = \frac{G_0 l^3}{48EI},$$

для вала с заделанными концами и нагрузкой посередине

$$f_0 = \frac{G_0 l^3}{192EI},$$

где l — расстояние между опорами вала;
 E_k — модуль упругости металла, $н/м^2$;

$I = \frac{\pi d^4}{64}$ — момент инерции сечения вала;

d — диаметр вала.

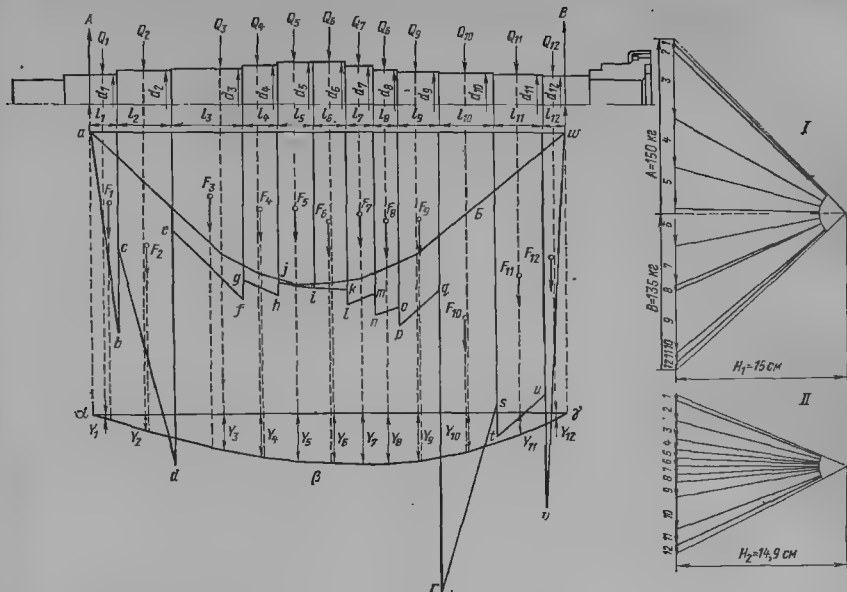


Рис. 11-13. Определение упругой линии вала.

Нетрудно убедиться, что прогиб f_0 для встречающихся расположений опор вала можно представить в следующем виде:

$$f_0 = k \frac{G_0 l^3}{EI}, \quad (11-45)$$

где k — коэффициент, зависящий от расположения опор и точек приложения сил (в приведенных случаях $k = \frac{1}{48}$ и $\frac{1}{192}$).

Определив прогиб вала f_0 , легко получить критическое число оборотов по формулам (11-41) и (11-44):

$$n_{кр} = \frac{9.55}{\sqrt{f_0}}. \quad (11-46)$$

Рассмотрим определение критического числа оборотов вала с несколькими насадными дисками. Можно показать, что в простейших случаях критическое число оборотов вала (ротора) по величине точно или приблизительно совпадает с частотой его собственных поперечных колебаний. Поэтому критическое число оборотов ротора можно заменить подсчетом его собственных колебаний.

Пусть на вал действуют силы $Q_1, Q_2, Q_3 \dots$, вызывающие статические прогибы $y_1, y_2, y_3 \dots$, т. е. под действием этих сил статическая упругая линия вала принимает вид $a\varphi y$ (рис. 11-13).

Упругая линия вала во время колебаний с достаточной точностью может быть принята такой же, как его статическая упругая линия, которая легко определяется графически¹.

На основании закона сохранения энергии можно утверждать, что при колебании вала сумма его кинетической и потенциальной энергии остается неизменной, другими словами, изменение кинетической энергии T колеблющегося вала должно быть равно изменению потенциальной энергии деформации U , т. е. $T = U$.

В момент прохождения вала через положение статического равновесия, когда скорости его точек обладают наибольшими значениями, вал приобретает максимальную кинетическую энергию, численно равную

$$T_{\max} = \frac{\lambda^2}{2} (m_1 y_1^2 + m_2 y_2^2 + m_3 y_3^2 + \dots),$$

¹ Н. М. Беляев. Сопротивление материалов. Машгиз, 1954.

где λ — угловая скорость вала, определяемая из уравнения $\lambda = \frac{2\pi}{\tau}$;
 τ — период колебаний;
 $m_1, m_2, m_3 \dots$ — массы, кг.

Потенциальная энергия деформации в положении статического равновесия вала равна нулю, $U=0$.

В момент максимального отклонения вала от положения равновесия потенциальная энергия деформации приобретает максимальное значение, равное

$$U_{\max} = \frac{1}{2} (G_1 y_1 + G_2 y_2 + G_3 y_3 + \dots).$$

Согласно закону сохранения энергии имеем:

$$\frac{\lambda^2}{2} (m_1 y_1^2 + m_2 y_2^2 + m_3 y_3^2 + \dots) = \frac{1}{2} (G_1 y_1 + G_2 y_2 + G_3 y_3 + \dots).$$

Отсюда находим:

$$\lambda = \sqrt{\frac{\sum G_i y_i}{\sum m_i y_i^2}} \quad (11-47)$$

Так как $\lambda = \omega_{кр}$, то критическое число оборотов ротора будет:

$$n_{кр} = 30 \frac{\omega_{кр}}{\pi} = 9,55 \sqrt{\frac{\sum G_i y_i}{\sum m_i y_i^2}} \quad (11-48)$$

В последнем уравнении неизвестными являются лишь прогибы вала y_i , которые можно определить графически.

При определении статической упругой линии вала обычно не учитывают увеличение жесткости ротора за счет натяга, создаваемого втулками и ступицами дисков при горячей их насадке, что может привести к некоторому снижению расчетного значения $n_{кр}$ против действительного.

Определение критического числа оборотов цельнокотанованного или комбинированного ротора производится так же, как и наборного. Увеличение жесткости цельнокотанованного ротора вследствие наличия откованных вместе с валом дисков можно учесть, увеличивая диаметры вала под дисками на величину $b/2$ (где b — толщины дисков).

Ниже рассматривается пример определения $n_{кр}$ для ротора турбины с насадными дисками.

Пример 11-3. Рабочее число оборотов ротора $n = 6000$ об/мин. Определить его критическое число оборотов; размеры и нагрузки приведены на рис. 11-13 и в табл. 11-3.

Масштаб длины вала принят $\frac{1}{a} = \frac{1}{2}$, т. е. 1 мм

чертежа соответствует 2 м длины вала.

Разобьем вал в соответствии с нагрузками на 12 участков. К сосредоточенным нагрузкам (весу дисков, уплотнений и пр.) прибавим вес примыкающих участков вала. Влиянием свешивающихся концов вала пренебрегаем¹. Построим многоугольник сил I в масштабе сил: $b = 9810$ н/м, т. е. 1 м чертежа изображает 9810 н. Полное расстояние H_1 выберем равным 0,15 м. Начертим веревочный многоугольник B , который даст эпюру изгибающих моментов. Изгибающий момент в любой точке вала можно определить, умножив соответствующую ординату z эпюры моментов, измеренную в масштабе длин a , на полное расстояние H_1 , измеренное в масштабе сил.

$$M = a z b H_1, \text{ н/м.}$$

Таким образом, веревочный многоугольник B можно рассматривать как нагрузочную кривую, т. е. предполагать, что любая ордината z представляет собой фиктивную нагрузку на вал в данном сечении.

Для построения многоугольника фиктивных сил полное расстояние H_2 обычно выбирается пропорциональным жесткости вала EJ . При этом условии для валов с переменным диаметром для каждого участка вала $d = \text{const}$ получилось бы свое полное расстояние H_2 , измеренное в масштабе сил, н/м. Для упрощения построений рассматриваемый вал условно заменяют валом постоянного сечения, момент инерции которого J_0 обычно принимают по максимальному диаметру $d_0 = d_5 = d_6$. Для того чтобы при этом прогибы вала остались прежними, изгибающие моменты во всех точках изменяют в отношении $I_0/I = d_0/d$ (где I и d — момент инерции и диаметр вала в любой точке). При выполнении этого условия для всех участков вала полное расстояние H_2 сохранится неизменным.

Чтобы сохранить неизменным полное расстояние H_2 для всех участков вала, нужно учесть изменение модуля E , численное значение которого зависит от температуры.

Модуль E_0 выбирается для какого-либо участка, а ординаты эпюры моментов для всех остальных участков умножаются на отношение E_0/E (где E — модуль упругости для данного участка).

Вычисляя полное расстояние многоугольника фиктивных сил как произведение $E_0 b$, для сохранения упругой линии вала нужно все ординаты эпюры моментов умножить на величину $\frac{d_0^4}{d^4} \frac{E_0}{E}$.

В данном примере выбрано $d_0 = d_2 = 12,7$ см и $E_0 = 2,06 \cdot 10^7$ н/см². После соответствующего умножения ординат эпюры моментов B получим ломаную линию $abcdedghiklmnoprstuvw$.

Далее измеряем площади каждого участка и находим их центры тяжести, в которых приложены фиктивные силы F_1, F_2, F_3 и т. д. Эти силы откладываем в многоугольнике фиктивных сил III , выбрав масштаб, с, н/м (т. е. 1 м в многоугольнике фиктивных сил соответствует с, н/м эпюры моментов, измеренных на чертеже). В данном случае выбрано $c = 0,5$ н/м. Так как 1 м ординат эпюры моментов соответствует abH_1 , н·м, а каждый квадратный сантиметр эпюры составляет $a^2 b H_1$, н·м², то, следовательно, 1 м в многоугольнике фиктивных сил представляет $ca^2 b H_1$, н·м². Если в том же масштабе, что и фиктивные силы, отложить полное расстояние $E_0 b$, т. е. принять за полное расстояние

$$H'_2 = \frac{E_0 b}{a^2 b c H_1}, \text{ м,}$$

то величины прогибов получатся в масштабе длин.

Для получения более ясного чертежа полное расстояние многоугольника фиктивных сил значительно уменьшают по сравнению с величиной H'_2 .

¹ Свешивающиеся концы ротора могут несколько понизить его критическое число оборотов.

Таблица 11-3

№ участ- ка	Длина вала d , м	Длина участка, м	Нагрузка m , кг	Основная нагрузка G , кг	$(\frac{d_0}{d})^4$	$(\frac{d_0}{d})^6$	Температура, °С	E_{20}	Ординаты изогнутости вала y , м	Площадь эле- ментарных моментов S , см ²	Ординаты ко- ординаты вала по ор- тоте y , м	ρ , м	G в градусах $\times 10^3$, н. м	m в градусах $\times 10^3$, н. м
1/2	0,076	0,0445	15,68	7,70	4,33	1,67	1,44	1,0	0,0225	0,173	0,230	0,16	0,063	0,255
2/3	0,088	0,092	6,8	4,33	1,25	1,44	1,0	0,0670	0,129	0,145	0,173	0,16	0,063	0,255
3/4	0,120	0,119	59,0	1,25	0,99	1,06	1,0	0,1115	0,145	0,145	0,173	0,16	0,063	0,255
4/5	0,124	0,059	42,0	1,02	1,0	1,0	1,0	0,1280	0,137	0,137	0,137	0,137	0,137	0,137
5/6	0,127	0,060	36,1	1,0	1,0	1,0	1,0	0,1310	0,131	0,131	0,131	0,131	0,131	0,131
6/7	0,127	0,054	30,1	1,0	1,0	1,0	1,0	0,1280	0,131	0,131	0,131	0,131	0,131	0,131
7/8	0,124	0,048	34,5	1,0	1,0	1,0	1,0	0,1219	0,149	0,149	0,149	0,149	0,149	0,149
8/9	0,120	0,0405	5,0	1,0	1,0	1,0	1,0	0,1065	0,163	0,163	0,163	0,163	0,163	0,163
9/10	0,117	0,072	56,5	1,0	1,0	1,0	1,0	0,0920	0,237	0,237	0,237	0,237	0,237	0,237
10/11	0,089	0,093	6,3	4,73	16,05	4,73	16,05	0,0160	0,076	0,253	0,45	0,2	0,044	0,2
11/12	0,086	0,084	5,4	1,0	1,0	1,0	1,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
12	0,064	0,040	9,81	1,0	1,0	1,0	1,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0

* $E_{20} = 127$ МПа принят в качестве исходного диаметра. $\Sigma G_i y_i^2 = 106,6$; $\Sigma m_i y_i^2 = 422,106$.

В данном примере решено получить прогибы вала в 3000 раз больше действительных ($M=3000$). Так как вал вычерчен в масштабе $1/a$, то фактическое расстояние следует из этого уменьшить в M раз, т. е. отложить не H'_2 , а

$$H_2 = \frac{H'_2}{M} = \frac{E_0 J_0}{M a^2 b^2 c H_1} \cdot m;$$

$$H_2 = \frac{2,06 \cdot 10^{11} \cdot 0,127^2 \cdot 10^{-4}}{3000 \cdot 2^2 \cdot 9,810 \cdot 0,5 \cdot 0,15} = 0,149 \text{ м.}$$

Для сокращения вычислений в формулу (11-48) удобно вместо действительных прогибов ввести ординаты изогнутой оси вала, полученные на чертеже $Y = My$. При этом формула (11-48) переписывается так:

$$n_{кр} = \sqrt{\frac{M \Sigma G_i y_i^2}{\Sigma m_i y_i^2}}, \quad (11-48a)$$

где $\Sigma G_i y_i^2$ и $\Sigma m_i y_i^2$ определяются суммированием произведений каждой нагрузки G_i на ординату полученной на чертеже изогнутой оси вала и на квадрат этой величины.

Так как масштаб для прогибов вала был выбран $M=3000$, то получим

$$n_{кр} \approx 9,55 \sqrt{\frac{M \Sigma G_i y_i^2}{\Sigma m_i y_i^2}} = 9,55 \sqrt{\frac{3000 \cdot 106,6}{4 \cdot 292 \cdot 10^{-4}}} = 8250 \text{ об/мин.}$$

Отношение критического числа оборотов к рабочему составляет:

$$\frac{n_{кр}}{n} = \frac{8250}{6000} = 1,37,$$

т. е. вал жесткий и запас по числу оборотов достаточный.

Максимальный статический прогиб вала составляет:

$$y_{мкс} = \frac{Y_{мкс}}{M} = \frac{45}{3000} = 0,015 \text{ мм.}$$

Из табл. следует, что влияние температуры на критическое число оборотов невелико и им можно пренебречь. Однако в турбинах высокого давления, в которых температура свежего пара достигает 500–535 °С и выше, влияние температуры может вызвать существенное уменьшение критического числа оборотов.

11-9. СОЕДИНИТЕЛЬНЫЕ МУФТЫ

Для соединения роторов турбины и генератора применяют три типа муфт: жесткие, полугибкие и подвижные. На рис. 11-14 показана жесткая муфта. Эта муфта представляет собой два фланца, откованных заодно с валами. Фланцы муфты жестко скреплены болтами. Рассверловка и райберовка отверстий под болты производятся при установленной между фланцами центрирующей шайбой, вынимаемой после монтажа турбины. В таких муфтах применяют только призматические соединительные болты, точно пригоняемые по отверстиям.

Между фланцами муфты устанавливают прокладку, пригоняемую по месту при сборке

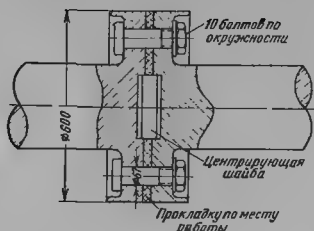


Рис. 11-14. Жесткая муфта.

турбины. Жесткие муфты бывают также и без прокладок.

Жесткие муфты нашли широкое применение, ими соединяют роторы двух- и трехкорпусных турбин большой мощности с целью применения одного упорного и трех опорных подшипников на два ротора, что позволяет сократить общую длину турбины.

Основным недостатком жесткой муфты является передача вибрации от одного ротора к другому. Кроме того, сама муфта может служить источником возникновения вибрации из-за недостаточно точной ее центровки или недостаточной точной пригонки прокладок.

На рис. 11-15 показана полугибкая муфта, применяемая ЛМЗ для соединения роторов турбин низкого давления с роторами генераторов. На концы валов турбины 1 и генератора 2, имеющих небольшую конусность, насаживаются с натягом фланцы 3 и 4, которые удерживаются от проворачивания продольными шпонками. Между фланцами вставляется

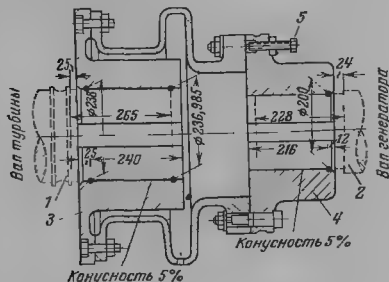


Рис. 11-15. Полужесткая муфта ЛМЗ.

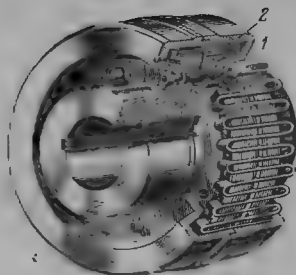


Рис. 11-16. Гибкая пружинная муфта.

волнистая полугибкая часть муфты, которая является жесткой в отношении скручивания и упругой в отношении изгиба. Наличие волнистой части муфты смягчает передачу вибрации от одного ротора к другому.

Полугибкая часть муфты с фланцами 3 и 4 жестко скрепляется болтами. При разборке муфты пользуются отжимным болтом 5.

Для жестких и полугибких муфт не требуется смазка.

На рис. 11-16 показана подвижная муфта в собранном виде с вырезом части кожуха 2, принимаемая ЛМЗ. Фланцы, надеваемые на валы, имеют зубчатые прорези. Между зубцами фланцев вставляется волнистая пружина 1. Для удобства монтажа пружина разрезается на отдельные секции. Кожух 2 жестко соединяется с одним фланцем муфты. Между отверстиями второго фланца и скрепляющим болтами, а также между кожухом и фланцем предусматривают зазоры, обеспечивающие осевое перемещение роторов. Крутящий момент передается волнистой пружиной. Для смазки муфты подводится масло.

Эта муфта допускает некоторое осевое перемещение роторов, поэтому при соединении турбинных роторов подвижными муфтами на обоих роторах устанавливают упорные подшипники.

Пружинные муфты применялись ЛМЗ для турбин среднего давления мощностью 50—100 Мвт.

Полумуфты изготавливают из стали марок 50, 25НЗ и 34ХМ, болты и шпильки — из стали марок 35 и ЭИ-10. Пружинные подвижные муфты изготавливают из стали 80 и стали 60С2. Для сильно нагруженных муфт применяют легированные стали.

КОНДЕНСАТОРЫ ПАРОВЫХ ТУРБИН

Глава двенадцатая

КОНДЕНСАЦИОННЫЕ УСТРОЙСТВА ПАРОВЫХ ТУРБИН

12-1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О КОНДЕНСАЦИИ ПАРА И КОНДЕНСАТОРАХ

Термический к. п. д. паротурбинной установки, не имеющей отборов пара на регенерацию, определяется по уравнению

$$\eta = \frac{i_0 - i_{2z}}{i_0 - i_k},$$

где i_0 — энтальпия пара перед турбиной;

i_{2z} — теоретическая энтальпия пара за турбиной (при расширении по изэнтропе);

i_k — энтальпия питательной воды (конденсата).

Из приведенного уравнения следует, что относительное изменение числителя при изменении i_{2z} существенно больше, чем относительное изменение знаменателя при изменении i_k . Поэтому работа турбины с глубоким вакуумом оказывается экономически более выгодной.

Для получения вакуума за турбиной к ее выпускному патрубку присоединяют специальный теплообменник, называемый конденсатором.

В патурбинных установках применяются поверхностные конденсаторы водяного или воздушного типа.

В современных стационарных паротурбинных установках применяются только водяные конденсаторы поверхностного типа. Основным их преимуществом является сохранение конденсата для питания котлов.

Воздушные конденсаторы обладают более сложной конструкцией, так как имеют более низкие коэффициенты теплопередачи. Область применения этих конденсаторов очень ограничена. Они используются на энергопоездах и в районах, где нет источников водоснабжения.

Принцип работы конденсатора

Отработавший пар из турбины поступает в конденсатор, где соприкасаясь с холодными стенками конденсаторных трубок превращается в воду. Вакуум образуется за счет резкого уменьшения удельного объема пара при конденсации. Чем ниже температура трубок и чем больше расход охлаждающей воды, тем более глубокое разрежение (вакуум) можно получить в конденсаторе.

Конденсатор поверхностного типа представляет собой камеру, обычно цилиндрической формы, внутри которой размещены конденсаторные трубки.

Схема устройства водяного поверхностного конденсатора представлена на рис. 12-1. Отработавший пар из турбины поступает в конденсатор через горловину 8. Пар, омывая внешние поверхности холодных конденсаторных трубок 3, отдает скрытую теплоту парообразования охлаждающей воде, протекающей по трубкам, и конденсируется.

Конденсаторные трубки закрепляются в трубных досках, устанавливаемых в корпусе конденсатора. К трубным доскам примыкают водяные камеры. Со стороны выпуска и выпуска воды водяные камеры 5 разделены перегородкой. Таким образом, вода, поступившая в нижнюю камеру 5, проходит последовательно через нижний и верхний пучки трубок. Нагретая охлаждающая (циркуляционная) вода удаляется из конденсатора по сливной трубе 7.

Конденсат отработавшего пара собирается в патрубке 9, расположенном в нижней части конденсатора, и отводится отсюда специальным насосом.

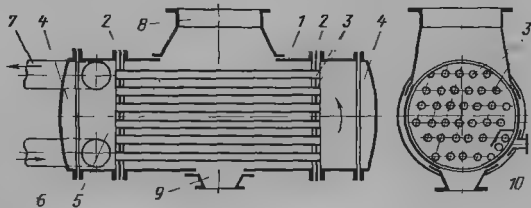


Рис 12-1. Схема устройства поверхностного конденсатора.

1 — корпус конденсатора; 2 — трубные доски; 3 — конденсаторные трубки; 4 и 5 — водяные камеры; 6 — подвод охлаждающей воды; 7 — отвод охлаждающей воды; 8 — горловина конденсатора; 9 — конденсатосборник; 10 — патрубок отсоса воздуха

Для поддержания в паровом пространстве конденсатора глубокого разрежения (вакуума) предусмотрен отсос воздуха через патрубок 10.

Принцип работы конденсационной установки

Конденсатор, конденсатные и циркуляционные насосы, а также эжектор, предназначенный для отсоса воздуха, образуют конденсационную установку, принципиальная схема которой показана на рис. 12-2. Охлаждающая вода забирается из подводящего канала 16 циркуляционным насосом 15 и подается в конденсатор. Конденсат отработавшего пара откачивается насосом 12. Двухступенчатый пароструйный эжектор 21 отсасывает воздух (вернее, паровоздушную смесь) из конденсатора¹.

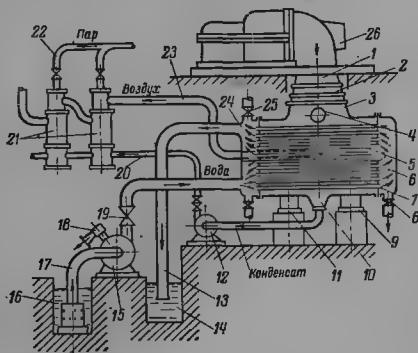


Рис. 12-2. Принципиальная схема поверхностной конденсационной установки.

1 — выпускной патрубок турбины; 2 — линзовый компенсатор; 3 — головная конденсаторная; 4 — труба к атмосферному клапану; 5 — конденсаторные трубки; 6 — воздушная камера; 7 — труба отсоса воздуха; 8 — сливные краны; 9 и 11 — опоры; 10 — конденсаторный; 12 — конденсатный насос; 13 — слив охлаждающей воды; 14 — отводящий канал; 15 — циркуляционный насос; 16 — подводящий канал; 17 — всасывающая труба циркуляционного насоса; 18 — патрубок к атмосферному пароструйному эжектору (для подсоса воды перед пуском насоса); 19 — задвижка на напорной линии циркуляционной воды; 20 — напорная линия конденсата; 21 — двухступенчатый пароструйный эжектор; 22 — подвод пара к эжектору; 23 — подвод паровоздушной смеси к эжектору; 24 — водная камера; 25 — кран; 26 — турбина.

Пароструйный эжектор имеет холодильники поверхностного типа, в которых основным конденсатом турбины (линия 20) осуществляется конденсация рабочего пара эжекторов и пара, поступившего из конденсатора вместе с воздухом.

Для стравливания отработавшего пара турбины в атмосферу при аварийных случаях

¹ В некоторых конденсационных установках вместо пароструйных эжекторов применяются водоструйные эжекторы и воздухоотсасывающие устройства других типов.

(остановка циркуляционных насосов и др.) предусматривается автоматически действующий атмосферный клапан, устанавливаемый на трубе 4 или непосредственно на корпусе конденсатора.

Конденсатор должен быть герметически плотным сосудом. Наличие малейших неплотностей вакуумной системы конденсационной установки приведет к подосу воздуха из атмосферы и вызовет ухудшение вакуума. Неплотности между паровым и водяным пространствами приводят к подосу сырой (циркуляционной) воды в конденсатор, ухудшая качество конденсата. Для паротурбинных установок высокого давления и особенно для блоков котел — турбина, работающих на сверхкритических параметрах, подсос сырой воды совершенно недопустим.

12-2. КОНСТРУКЦИИ КОНДЕНСАТОРОВ

Конденсаторы различают по целому ряду конструктивных особенностей. По ходу циркуляционной воды различают: одноходовые, двух-, трех- и четырехходовые конденсаторы.

В двухходовых конденсаторах поток циркуляционной воды по одной части трубных пучков течет в одном направлении, а по другой — в обратном, изменяя направление течения в одной из водяных камер. В трех- и четырехходовых конденсаторах охлаждающая вода изменяет направление течения в обеих водяных камерах.

Конденсаторы выполняются с одинарным и раздвоенным потоками воды; во втором случае, кроме горизонтальных перегородок, в водяных камерах установлены еще и вертикальная перегородка, разделяющая поток охлаждающей воды на два самостоятельных параллельных потока. Основным преимуществом таких конденсаторов является возможность отключения одной из половин по циркуляционной воде для ее чистки без остановки турбины (мощность которой при этом снижается менее чем на половину).

Конденсаторы различают также по ходу в них пара и отсоса воздуха. На рис. 12-3 представлены две принципиальные схемы конденсаторов.

Из конденсатора с центральным потоком пара отсос паровоздушной смеси осуществляется через дырчатую трубу, установленную в центральной части по длине конденсатора (рис. 12-3,а). Конденсатор с боковым потоком пара показан на рис. 12-3,б. Отсос паровоздушной смеси осуществляется эжекторами из боковых частей конденсатора. Для любого типа конденсатора движение парового потока происходит в направлении к отсосу паровоздушной смеси, т. е. в направлении углубления разрежения.

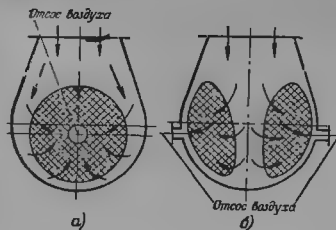


Рис. 12-3. Схемы конденсаторов.

а — конденсатор с центральным потоком пара; б — конденсатор с боковым потоком пара.

Разность давлений $\Delta p_k = p_k - p''_k$ называют паровым сопротивлением конденсатора. Здесь p_k — давление пара при входе в конденсатор; p''_k — давление паровоздушной смеси в месте ее отсоса из конденсатора.

Трубинные доски, в которых закрепляются трубки, устанавливаются неподвижно с обеих сторон конденсатора между фланцами его корпуса и водяных камер (рис. 12-4, а). За последние годы широкое применение находит приварка трубных досок к корпусу конденсатора. В конденсаторах находят применение трубные доски с односторонним подвижным соединением (рис. 12-4, б).

Трубинные доски, отделяющие паровое пространство конденсатора от водяных камер, воспринимают большие усилия из-за разности давлений в водяных камерах и в паровом пространстве конденсатора.

В практике конденсаторостроения имеются различные способы ужесточения трубных досок. Применяются анкерные распорные связи, расположенные в паровом пространстве конденсатора. Пример такого крепления показан на рис. 12-5. Стержни в трубных досках с каж-

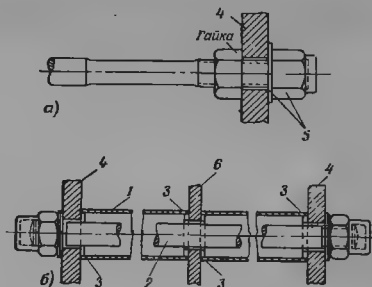


Рис. 12-5. Продольные распорные связи.

а — сплошная связь; б — комбинированная связь; 1 — распорная трубка; 2 — стяжной болт; 3 — центрирующие кольца; 4 — трубная доска; 5 — гаечный затвор и медная шайба; 6 — перегородка.

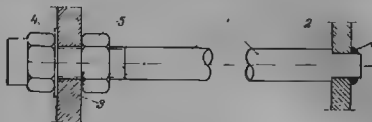


Рис. 12-6. Деталь установки стяжного болта в водяной камере конденсатора

1 — стяжной болт; 2 — трубная доска; 3 — крышка водяной камеры; 4 — гаечный затвор; 5 — установочная гайка; 6 — сварка.

дой стороны закрепляются двумя гайками. Для такого крепления необходимы распорные трубинные доски создается подвешиванием внутренних гаек. Применяются также стяжные болты, размещаемые в водяных камерах. Один из примеров такого крепления представлен на рис. 12-6. Стяжной болт одним концом вставляется в трубную доску и для герметичности парового пространства конденсатора приваривается к ней. Установочная гайка обеспечивает необходимую стяжку между трубной доской и крышкой водяной камеры.

Корпусы современных конденсаторов изготавливаются сварными из листовой стали.

Крепление конденсаторных трубок в трубных досках

В старых конденсаторах одним из распространенных способов крепления трубок в трубных досках конденсаторов была развальцовка концов трубок на одной доске и установка их в сальниках — на другой. Детали крепления трубок на сальниках показаны на рис. 12-7. При указанном способе крепления температурные удлинения трубок компенсируются за счет скольжения в сальниках. В случаях недостаточно качественной набивки и установки

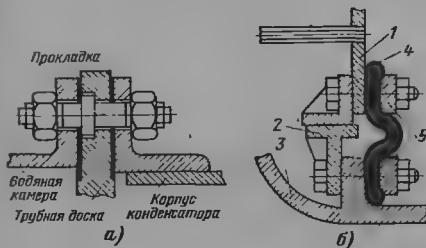


Рис. 12-4. Детали крепления трубных досок между корпусом и водяной камерой конденсатора.

а — неподвижное соединение; б — подвижное соединение; 1 — трубная доска; 2 — опорное направляющее кольцо; 3 — корпус конденсатора; 4 — резиновая прокладка; 5 — стальные прокладки.

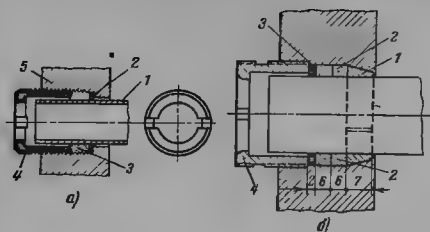


Рис. 12-7. Сальниковое уплотнение конденсаторных трубок.

а — обычный сальник 1 — конденсаторная трубка; 2 — связывающая шайба; 3 — хлопчатобумажная набивка; 4 — втулка сальника; 5 — трубка; 6 — сальник с пружинящим кольцом; б — пружинящее железное кольцо; 2 — хлопчатобумажная набивка; 3 — латунное кольцо; 4 — втулка сальника

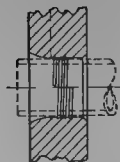
сальников, да и вообще с течением времени эксплуатации конденсатора, плотность сальников нарушается, и в конденсат попадает сырая вода.

За истекшие 20—25 лет в связи с резким ростом мощностей агрегатов, что вызвало значительное увеличение размеров конденсаторов, перешли на крепление трубок при помощи развальцовки в двух трубных досках. Такой вид крепления трубок гораздо компактнее, проще и надежнее сальникового и, как показал опыт эксплуатации конденсаторов, обеспечивает более высокую плотность. При развальцовке трубок с двух сторон их температуры удлинения компенсируются изменением прогиба. Конденсаторные трубки, развальцованные с двух сторон, могут обеспечить также и достаточное распорное усилие для восприятия нагрузки от перепада давлений на трубные доски.

Требования к водяной плотности конденсаторов в связи с дальнейшим повышением параметров свежего пара за прошедшие 10—15 лет сильно возросли. Например, для питания прямоточных котлов требования к качеству конденсата чрезвычайно велики; присос сырой циркуляционной воды в паровое пространство конденсатора допускается не более 0,0005—0,001%. Поэтому в настоящее время придется чрезвычайно большое значение вопросам повышения водяной плотности конденсаторов. Так как циркуляционная вода попадает в паровое пространство конденсатора только через неплотности вальцовки трубок, то сейчас турбостроительные заводы стали уделять больше внимания качеству вальцовочных соединений.

Повышение плотности вальцовочных соединений может быть достигнуто выполнением отверстий в трубных досках с кольцевыми или винтообразными канавками (рис. 12-8). Одна-

Рис. 12-8. Отверстие в трубной доске с винтообразной канавкой.



ко этот способ увеличивает трудоемкость изготовления трубных досок, что является его недостатком. Применение утолщенных трубных досок также позволяет увеличить глубину вальцевания и уменьшить протечки сырой воды в конденсатор.

Для полной герметичности соединений предложены различного типа специальные уплотняющие покрытия вальцовочных соединений со стороны водяных камер, обладающие свойствами хорошего схватывания с металлом (рис. 12-9). Наиболее пригодными (по данным исследований ВТИ), оказались битумное и цинково-битумное покрытия. Цинково-битумное покрытие состоит из слоя цинка толщиной 1—1,5 мм. Для защиты металла от окисления предварительно наносится слой специальной краски и два-три слоя специальной мастики. Применение этого покрытия дало хорошие результаты и теперь распространяется на электростанциях.

В паровом пространстве конденсатора рекомендуется устройство «солевых отсеков» с обеих сторон трубных досок, рис. 12-10. В трубной доске 2 конденсаторные трубки закреплены посредством вальцевания. Между внешними поверхностями трубок и отверстиями в перегородке 4 предусмотрены зазоры в пределах 0,3—0,5 мм на диаметр. Циркуляционная вода, проникающая через неплотности вальцевания, улавливается в солевом отсеке и удаляется дренажным насосом с некоторым количеством конденсата. Для снижения конденсации отработавшего пара в солевых отсеках воздух из них не отсасывается.

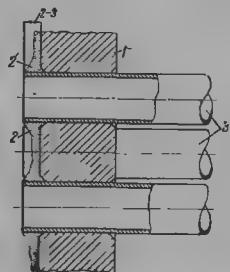


Рис. 12-9. Деталь уплотняющего покрытия трубной доски. 1 — трубная доска; 2 — уплотняющее покрытие; 3 — конденсаторные трубки; 4 — перегородка

Применяются также двойные трубные доски. С каждой стороны конденсатора устанавливаются две трубные доски на расстоянии примерно 15 мм одна от другой. Трубки вальцуются в обе доски (рис. 12-11). Пространство между каждой парой трубных досок заполняется конденсатом, из напорного бака, высота которого выбирается с таким расчетом, чтобы давление уплотняющего конденсата было выше давления циркуляционной воды в водяной камере примерно на 1,5 м вод. ст. Принцип гидравлического уплотнения иллюстрируется рис. 12-12.

Описанная конструкция гидравлического уплотнения применена в некоторых сварных конденсаторах ХТГЗ. Однако применение двойных трубных досок связано с технологическими и эксплуатационными трудностями. При сварке досок с корпусом конденсатора иногда происходит взаимное смещение отверстий, что вызывает необходимость дополнительной подгонки отверстий и может ухудшить качество вальцовочных соединений. Внутренние трубные доски недоступны для осмотра. Это вызывает затруднения при отыскании мест течи при нарушении плотности вальцовки. Более сложной становится замена трубок, получивших повреждения в результате неудачной вальцовки.

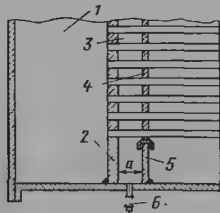


Рис. 12-10. Схема устройства соленого отсека в конденсаторе
1 — водяная камера; 2 — трубная доска; 3 — соленый отсек ($a = 10-150$ мм); 4 — перегородка; 5 — нижняя часть перегородки; 6 — отвод соленой воды.

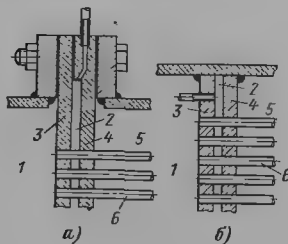


Рис. 12-11. Схема установки двойных трубных досок
а — при фланцевом соединении водяной камеры с корпусом конденсатора; б — при сварном соединении водяной камеры с корпусом конденсатора; 1 — водяная камера; 2 — камеры гидравлического уплотнения; 3 — наружные трубные доски; 4 — внутренние трубные доски; 5 — паровое пространство; 6 — конденсаторные трубки.

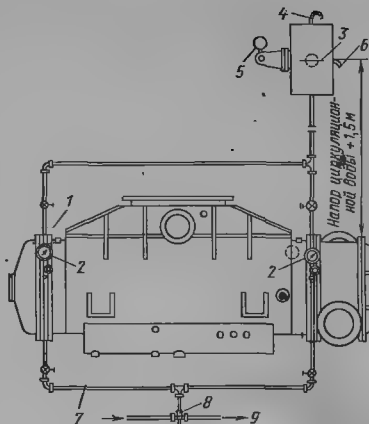


Рис. 12-12. Схема подвода конденсата для гидравлического уплотнения конденсатора с двойными трубными досками.

1 — узел, показанный на рис. 12-11, а; 2 — манометр; 3 — рабочий уровень воды; 4 — воздушник; 5 — автоматический поплавковый клапан с сигнальным устройством; 6 — перелив; 7 — подвод конденсата для заполнения; 8 — трехходовой кран; 9 — дренаж.

Конденсаторы современных паровых турбин, начиная от мощности 25—50 Мвт и выше, имеют настолько большие размеры, что одного крепления трубок в основных трубных досках оказывается недостаточным для обеспечения надежной работы установки. Поэтому в паровом пространстве конденсатора дополнительно устанавливаются промежуточные перегородки, которые препятствуют чрезмерному провисанию трубок под действием собственного веса, веса, заполняющей их циркуляционной воды и стекающей по наружной поверхности пленки конденсата. Другим назначением промежуточных перегородок является предохранение трубок от опасных вибраций, возникающих под действием переменных усилий от парового потока и срывающихся масс конденсата.

На рис. 12-13, а показана схема установки промежуточных перегородок и положение осей конденсаторной трубки относительно осей конденсатора. Расположение конденсаторных трубок прогибом вверх обеспечивает более жесткую их фиксацию и устраняет повышенную вибрацию. Кроме того, это позволяет дренировать трубную систему при опорожнении конденсатора по водяной стороне.

Отверстия в промежуточных перегородках выполняются на 0,3—0,5 мм больше наружного диаметра трубок и с обеих сторон раз-

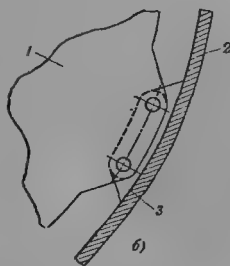


Рис. 12-13. Установка промежуточных перегородок и их крепление к корпусу конденсатора.

а — ось трубки и ось конденсатора; б — установка перегородки; 1 — перегородка; 2 — корпус конденсатора; 3 — уширение трубки.

зекковываются, что облегчает протаскивание через них трубок при монтаже и ремонтах конденсатора.

Крепление перегородок, показанное на рис. 12-13, б, применяется в конденсаторах с фланцевым соединением основных трубных досок. В цельносварных конденсаторах промежуточные перегородки ввариваются в корпус конденсатора так же, как основные трубные доски.

Трубные доски и перегородки для конденсаторов, предназначенных для работы на пресной воде, изготавливаются из стали.

Толщина основных трубных досок для конденсаторов турбинных установок средних параметров обычно составляет от 20 до 25 мм. Для турбоустановок на высокие и сверхвысокие параметры применяются утолщенные трубные доски до 30—35 мм. Промежуточные перегородки изготавливаются с меньшей толщиной (15—25 мм).

Трубки конденсаторов, предназначенных для работы на пресной воде, изготавливаются из латуни марки Л68, ГОСТ 494-52. Для работы конденсаторов на морской воде трубки изготавливаются из медноникелевого сплава или алюминий-мышьяковистого сплава.

Опыт эксплуатации конденсаторов показал, что применение стальных конденсаторных трубок не оправдало себя из-за интенсивной коррозии. За последние годы в практике США стали применять конденсаторные трубки из аустенитных сталей.

Соединение конденсатора с турбиной и установка его на фундаменте

Присоединение конденсатора к выпускному патрубку турбины осуществляется различными способами.

На рис. 12-14 показан способ соединения приемного патрубка конденсатора с выпускным патрубком турбины при помощи телескопического сальникового компенсатора. Соединение патрубков турбины и конденсатора при помощи фланцев с линзовыми компенсаторами не всегда может обеспечить достаточную герметичность и устранить подсос воздуха в конденсатор. Эти способы соединения конденсаторов с турбинами в основном находили применение ранее.

В настоящее время соединение горловин конденсаторов с выпускными патрубками турбин производится с помощью сварки или жесткого фланца. Такое соединение конденсаторов с турбинами обеспечивает необходимую герметичность и устраняет подсос воздуха в месте соединения.

Конденсаторы, присоединенные к турбинам с помощью компенсаторов, устанавливаются на фундаментах неподвижно. Вес конденсатора и заполняющей его циркуляционной воды через железобетонные подушки, чугунные башмаки или другие строго фиксированные опоры полностью передается на фундамент.

При жестком соединении турбины с конденсатором последний устанавливается на специальные пружинные опоры. Элемент одной из таких опор, широко применяемых ЛМЗ, показан на рис. 12-15. В этом случае на пружины передается тоже как собственный вес конденсатора, так и вес циркуляционной воды, заполняющей конденсатор. При монтаже турбины конденсатор подводится к выпускному патрубку турбины, после чего стык проварива-

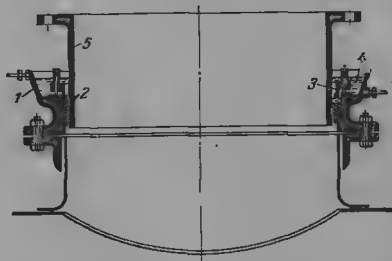


Рис. 12-14. Телескопическое сальниковое соединение выпускного патрубка турбины с горловиной конденсатора. 1 — части гидравлического затвора; 2 — набивка сальникового уплотнения; 3 — зажимное приспособление уплотнения сальника; 4 — конденсат; 5 — выпускной патрубок турбины.

Поправка на капиллярность к показаниям ртутных барометров, мм рт. ст.

Внутренний диаметр трубки, мм	Высота мениска, мм					
	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0	1,2
6	0,24	0,48	0,70	0,90	1,07	1,21
7	0,17	0,34	0,49	0,64	0,76	0,87
8	0,12	0,24	0,35	0,46	0,56	0,64
9	0,09	0,18	0,26	0,34	0,41	0,47
10	0,07	0,13	0,19	0,25	0,30	0,35
11	0,05	0,10	0,14	0,19	0,23	0,27
12	0,04	0,07	0,11	0,14	0,18	0,20
13	0,03	0,06	0,09	0,11	0,14	0,16
14	0,02	0,04	0,06	0,08	0,10	0,12

Рис. 12-15. Пружинная опора конденсатора ЛМЗ.

1 — корпус конденсатора; 2 — лапа; 3 — отжимной болт; 4 — установочная шайба; 5 — балка фундамента.

ется. Пружинные опоры устанавливаются под лапами конденсатора с определенным натягом, рассчитанным на восприятие требуемого веса.

При установке конденсатора на фундамент неподвижно изменение температурного режима его работы, зависящего от температур отработавшего пара и циркуляционной воды, приводит к перемещению подвижного патрубка в сальнике (рис. 12-14). В случаях жесткого соединения конденсатора с турбиной изменение температурного режима выпускной части турбины и конденсатора компенсируется деформацией опорных пружин (рис. 12-15).

Исходя из опыта эксплуатации турбин и конкретных конструктивных особенностей данной машины, турбостроительный завод устанавливает предельно допустимую температуру ее выпускного патрубка. Этот предел обычно составляет не выше 60°C и определяется максимально допустимым перемещением конденсатора вследствие температурных расширений. При этом нагрузка на выпускной патрубок турбины со стороны конденсатора не должна быть выше определенного значения, установленного заводом из расчета сохранения центровки турбины.

12-3. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ КОНДЕНСАТОРА

Тепловые характеристики конденсатора

Абсолютное давление отработавшего пара в конденсаторе находят по уравнению

$$p_{2к} = B_0 - H_0, \text{ мм рт. ст.}^1, \quad (12-1)$$

¹ 1 мм рт. ст. = 133 н/м².

где B_0 — приведенное к $t=0^\circ\text{C}$ барометрическое давление B , замеренное по ртутному барометру, мм рт. ст.;

H_0 — приведенное к $t=0^\circ\text{C}$ разрежение в конденсаторе H , замеренное по вакуумметру, мм рт. ст.

Приведение показаний барометра B и вакуумметра H к $t=0^\circ\text{C}$ выполняется по уравнению

$$R_0 = R - (\alpha - \beta)t, \text{ мм рт. ст.}, \quad (12-2)$$

где $R_0 = B_0$ или H_0 ;

$R = B$ или H ;

α — коэффициент расширения ртути, равный 0,000182;

β — коэффициент линейного расширения шкалы барометра или вакуумметра, равный для латуни 0,000019 и для стали 0,000011;

t — температура ртути и шкалы, принимаемая равной температуре воздуха в месте установки прибора, °C.

При определении истинного значения давления в конденсаторе к показаниям барометра и вакуумметра прибавляются поправки на капиллярность и на высоту установки вакуумметра. Величины поправок на капиллярность можно брать по табл. 12-1. В целях ограничения поправок на капиллярность следует применять ртутные приборы с внутренним диаметром трубок не менее 8—10 мм.

Если барометр и вакуумметр установлены на разных высотах, то показания барометра приводятся к уровню установки вакуумметра. Приведенное значение барометрического давления $B^{пр}$ с учетом поправки на высоту установки вакуумметра подсчитывается по уравнению

$$\lg B^{пр} = \lg B_0 + \frac{A_0 - A}{18\,400 + 70t_{ср}}. \quad (12-3)$$

где A_0 — уровень расположения барометра¹, м;

¹ 1 м вод. ст. = 9810 н/м².

A_n — уровень расположения вакуумметра, м;
 $t_{ср}^n$ — средняя температура воздушного столба между уровнями A_0 и A .
 Абсолютное давление в конденсаторе

$$p_{ак} = \frac{B_0 - H_0}{750,06} = \frac{B_0}{750,06} \left(1 - \frac{v}{100}\right), \text{ бар,} \quad (12-4)$$

где $v = \frac{H_0}{B_0} 100\%$ — вакуум в конденсаторе.

Уравнение теплового баланса конденсатора, без учета потерь в окружающую среду, имеет вид:

$$D_K(i_2 - i_K) = W_K c_n \Delta t, \quad (12-5)$$

где D_K — количество пара, поступающего в конденсатор, кг/сек или т/ч;

i_K — энтальпия конденсата, отводимого из конденсатора, кДж/кг;

W_K — расход охлаждающей воды через конденсатор, кг/сек или т/ч;

c_n — удельная теплоемкость циркуляционной воды, кДж/(кг·°C);

Δt — нагрев охлаждающей воды в конденсаторе, °C (подсчитывается по уравнению $\Delta t = t_2^n - t_1^n$);

t_1^n, t_2^n — температуры охлаждающей воды при входе и выходе из конденсатора.

Уравнение (12-5) показывает, какое количество тепла при конденсации пара передается охлаждающей воде, нагревая ее от t_1^n до t_2^n . Это уравнение позволяет определить расход охлаждающей воды через конденсатор. Для этой цели значения D_K и i_2 принимаются по данным теплового расчета турбины. Величина i_K принимается:

для регенеративных конденсаторов

$$i_K = i''_K - (2-4), \text{ кДж/кг;}$$

для нерегенеративных конденсаторов

$$i_K = i''_K - (10-20), \text{ кДж/кг,}$$

где i''_K — энтальпия конденсата, соответствующая температуре насыщения отработавшего пара, поступающего в конденсатор.

Значение c_n можно принимать равным 4,19 кДж/(кг·°C).

В соответствии с источником водоснабжения электростанции и конструкцией конденсатора значения нагрева воды Δt принимаются:

Для одноходовых конденсаторов при неограниченных источниках водоснабжения 4—6 °C

Для двухходовых конденсаторов при умеренных источниках водоснабжения 7—9 °C

Для трех и четырехходовых конденсаторов при ограниченных источниках водоснабжения 10—12 °C

Расчетные значения температуры охлаждающей воды при входе в конденсатор t_1^n согласно ГОСТ 3618-58 принимаются равными 10, 15, 20 и 25 °C. Эти значения для t_1^n принимаются в зависимости от географического местонахождения водного источника и выбранной системы водоснабжения.

Из уравнения (12-5) можно найти расход охлаждающей воды

$$W_K = \frac{D_K(i_2 - i_K)}{c_n \Delta t}. \quad (12-6)$$

Отношение W_K к D_K называют кратностью охлаждения и обозначают

$$m = \frac{W_K}{D_K}, \text{ кг/кг или т/т.} \quad (12-6a)$$

Значение m зависит от числа ходов конденсатора и обычно принимается для одноходовых конденсаторов равным 80—120, для двухходовых 60—70 и для трех- и четырехходовых 40—50.

Расчетное абсолютное давление отработавшего пара в конденсаторе зависит от расчетной температуры охлаждающей воды t_1^n и кратности охлаждения.

Значение $p_{ак}$ турбостроительные заводы обычно принимают в зависимости от расчетной температуры t_1^n :

$t_1^n, ^\circ\text{C}$	10	15	20
$p_{ак}, \text{ бар}$	0,03—0,35	0,04—0,05	0,06—0,07

Уравнение теплообмена в конденсаторе между паром и охлаждающей водой имеет вид:

$$D_K(i_2 - i_K) = k F_{Кс} \Delta t_{ср}, \quad (12-7)$$

где k — коэффициент теплопередачи от пара к воде, кДж/(м²·ч·°C);

$F_{Кс}$ — поверхность охлаждения конденсатора по паровой стороне, м²;

$\Delta t_{ср}$ — средняя логарифмическая разность температур пара и воды, °C.

При расчете конденсатора значение $\Delta t_{ср}$ подсчитывается по формуле

$$\Delta t_{ср} = \frac{t_2^n - t_1^n}{\ln \frac{t_n - t_1^n}{t_n - t_2^n}} = \frac{\Delta t}{\ln \frac{\Delta t + \delta t}{\delta t}}, \text{ } ^\circ\text{C,} \quad (12-8)$$

где t_n — температура пара, поступающего в конденсатор (можно принимать по i_s -диаграмме на линии насыщения ($x=1$) для давления $p_{ак}$ или по таблицам водяного пара);

$\delta t = t_n - t_2^n$ — температурный напор в конденсаторе.

Поверхность охлаждения конденсатора находим из уравнения (14-7):

$$F_k = \frac{D_k(i_s - i_a)}{k_c \Delta t_{cp}}, \text{ м}^2. \quad (12-9)$$

Коэффициент теплопередачи k зависит от многих факторов, основными из которых являются: паровая нагрузка конденсатора, скорость движения воды в трубах, средняя температура охлаждающей воды, диаметр трубок, число ходов конденсатора, состояние плотности вакуумной системы, состояние охлаждающей поверхности со стороны воды и др. Его значения зависят от компоновки пучка трубок и изменяются по ходу пара от первых рядов трубок к последующим, т. е. для пучков трубок в различных местах конденсатора значения k будут различными.

Паровой нагрузкой конденсатора называют отношение

$$d_k = \frac{D_k}{F_k} \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч}).$$

Паровая нагрузка конденсатора при номинальном расходе пара $D_k^{\text{ном}}$ обычно принимается не больше

$$d_k^{\text{ном}} = \frac{D_k^{\text{ном}}}{F_k} \leq (40 - 45) \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч}).$$

Во Всесоюзном научно-исследовательском институте им. Э. Дзержинского (ВТИ) проведены большие экспериментальные исследования работы конденсационных устройств. В результате этих исследований профессор Л. Д. Берман применительно к современным конструкциям конденсаторов составил формулу и рекомендует ее для определения коэффициента теплопередачи:

$$k = 14600a \left(\frac{1,1w_a}{\sqrt{d_1}} \right)^x \left[1 - \frac{0,42 \sqrt{a}}{1000} \right] \times \\ \times (35 - t_a^0)^{0,5} [\Phi_d \Phi_{z_2} \text{ кДж}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot ^\circ\text{C})], \quad (12-10)$$

где $x = 0,12a(1 + 0,15/t_a^0)$;

a — коэффициент, учитывающий состояние поверхности охлаждения конденсатора (коэффициент чистоты конденсатора);

w_a — скорость охлаждающей воды в трубах, м/сек;

d_1 — внутренний диаметр трубки, мм;

Φ_d — коэффициент, учитывающий влияние паровой нагрузки конденсатора;

Φ_{z_2} — коэффициент, учитывающий число ходов воды в конденсаторе.

Формула (12-10) пригодна для конденсаторов с хорошей плотностью вакуумной системы, с латунными трубками, для $t_a^0 \leq 35^\circ\text{C}$ и $w_a = 0,9 \div 3,0$ м/сек. Значение a принимается 12*

для проточного водоснабжения и чистой воды 0,80–0,85, для оборотного водоснабжения при достаточной промывке системы или химической обработке воды 0,75–0,80 и для грязной воды при возможном образовании минеральных или органических отложений 0,55–0,75.

Коэффициент Φ_d принимается для вновь проектируемых конденсаторов и паровых нагрузок, изменяющихся в пределах от $(0,9 \div 0,012 t_a^0) d_k^{\text{ном}}$ до $d_k^{\text{ном}}$, всегда $\Phi_{z_2} = 1$; для паровых нагрузок, меньших $(0,9 \div 0,012 t_a^0) d_k^{\text{ном}}$, величина $\Phi_d = \delta(2 - \delta)$, где

$$\delta = \frac{d_a}{(0,9 - 0,012 t_a^0) d_k^{\text{ном}}}.$$

Определение основных размеров конденсатора

Активная длина трубок конденсатора, равная расстоянию между трубными досками, определяется по уравнению

$$L = \frac{F_k}{\pi d_2 n_z z}, \text{ м}, \quad (12-11)$$

где n_z — число трубок в одном ходе конденсатора;

z — число ходов конденсатора (в каждом ходе n_z одинаково).

Наибольшее применение находят трубки с диаметрами $d_2/d_1 = 24/22$ и $25/23$ мм; реже применяются трубки с $d_2/d_1 = 19/17$ мм. Для современных крупных конденсаторов применяются трубки диаметром 30/28 мм, что способствует уменьшению длины конденсатора.

Число охлаждающих трубок в конденсаторе подсчитывается по уравнению

$$n_z = \frac{4W_k}{\pi d_2 w_a}, \quad (12-12)$$

где W_k — расход охлаждающей воды через конденсатор, м³/сек;

d_1 — внутренний диаметр трубки, мм;

w_a — скорость охлаждающей воды в трубах, принимается обычно в пределах 1,5–2,5 м/сек.

Общее число охлаждающих трубок

$$n_0 = n_z z. \quad (12-13)$$

Диаметр трубной доски или эквивалентный диаметр (если доска не круглая)

$$D_{\text{тв}} = 1,05 t \sqrt{\frac{n_0}{\eta_{\text{тв}}}}, \text{ мм}, \quad (12-14)$$

где t — шаг между охлаждающими трубками, мм;

$\eta_{\text{тв}}$ — коэффициент заполнения трубной доски (табл. 12-2).

Таблица 12-2

Коэффициент заоления трубой доски $\eta_{кр}$

Тип конденсатора	Число ходов		
	2	3	4
С раздельным потоком воды	0,65—0,72	0,63—0,70	0,60—0,68
С нераздельным потоком воды	0,70—0,80	0,68—0,75	0,56—0,72

Шаг между трубками t принимают: при креплении трубок вальцовкой $t=1,3d_k$; при сальниковом креплении трубок диаметром 19/17 мм $t=28,5 \div 35$ мм и для трубок диаметром 24/22 и 25/23 мм $t=31 \div 37$ мм.

Расчет парового и гидравлического сопротивления конденсатора

Паровым сопротивлением называется падение давления на пути от входа отработавшего пара в конденсатор до места отсоса паровоздушной смеси эжектором. Оно зависит от многих факторов: паровой нагрузки конденсатора, конструкции трубного пучка конденсатора и способа разбивки трубок в нем, скорости паровоздушной смеси в межтрубном пространстве, гидродинамики потока и т. д.

В конденсаторах различных конструкций паровое сопротивление изменяется в больших пределах. В старых конструкциях конденсаторов регенеративного типа с большим коэффициентом заполнения трубой доски паровое сопротивление достигало 6—8 мм рт. ст. и даже более высоких значений. Например, в конденсаторах регенеративного типа турбинных установок с бесподвальным и полуподвальным расположением конденсаторов паровое сопротивление достигает 15 мм рт. ст. и больше.

В современных конденсаторах регенеративного типа турбин большой мощности паровое сопротивление должно составлять не более 2—3 мм рт. ст.

Величину парового сопротивления современного регенеративного конденсатора рекомендуется определять по приближенной, но экспериментально проверенной формуле ВТИ

$$\Delta p_k = c \left(\frac{D_k \sqrt{v_{гн}}}{L d_k \sqrt{v_{гн}}} \right)^{2,5}, \text{ мм рт. ст.} \quad (12-15)$$

где c — коэффициент, зависящий от конструкции трубного пучка;

D_k — количество пара, поступающего в конденсатор, кг/с;

$v_{гн}$ — удельный объем сухого насыщенного пара при давлении в конденсаторе, м³/кг.

Коэффициент c принимается по оценке в пределах от $1,2 \cdot 10^{-4}$ до $1,8 \cdot 10^{-4}$ (меньшее значение принимается для хорошо развитого входного трубного пучка и небольшого числа рядов трубок по ходу пара).

Давление отсасываемой из конденсатора паровоздушной смеси находят по уравнению

$$p'_{2k} = p_{2k} - \frac{\Delta p_k}{750}, \text{ бар.} \quad (12-16)$$

Из-за сложного характера течения пара в межтрубном пространстве, сопровождающемся процессами конденсации, определить аналитически паровое сопротивление конденсатора невозможно. Оно может быть определено лишь приближенно на основании экспериментальных данных, получаемых на однотипных конденсаторах.

Гидравлическим сопротивлением конденсатора называют падение давления охлаждающей воды на пути ее движения от места поступления в конденсатор до слива в отводящий трубопровод.

Гидравлическое сопротивление конденсатора определяется по известному из гидравлики уравнению

$$H_k = z(h_1 + h_2) + h_3, \text{ м вод. ст.} \quad (12-17)$$

где h_1 — сопротивление потоку охлаждающей воды в конденсаторных трубках, м вод. ст.;

h_2 — сопротивления, возникающие при входе охлаждающей воды в трубки и выходе из них, м вод. ст.;

h_3 — сопротивление течению охлаждающей воды в водяных камерах конденсатора, включая потери при входе и выходе из этих камер, м вод. ст.;

z — число ходов воды в конденсаторе.

Сопротивление h_1 подсчитывается по уравнению

$$h_1 = \lambda_{тр} \frac{L}{d_1} \frac{w_a^2}{2}, \text{ м вод. ст.} \quad (12-18)$$

где $\lambda_{тр}$ — коэффициент трения, зависящий от шероховатости трубок и характера движения в них.

Значения $\lambda_{тр}$ принимаются по графику (рис. 12-16).

Сопротивление h_2 подсчитывается по уравнению

$$h_2 = 0,102 \xi_1 \frac{w_a^2}{2}, \text{ м вод. ст.} \quad (12-19)$$

где ξ_1 — коэффициент, учитывающий способ закрепления охлаждающих трубок в трубной доске, принимается равным:

При развальцовке трубок с обеих сторон 1
При сальниковом креплении трубок с обеих сторон 1,5
При смешанном креплении (с одной стороны вальцовка, с другой — сальник) 1,25

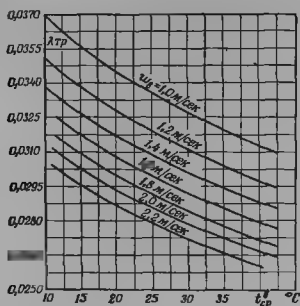


Рис. 12-16 Зависимость коэффициента внутреннего трения $\lambda_{тр}$ от средней температуры воды $t_{ср}$ и ее скорости w .

Сопротивление h_3 находят по уравнению

$$h_3 = 0,102 \frac{w_{вн}^2}{2}, \quad (12-20)$$

где $w_{вн}$ — скорость воды во входном и выходном патрубках (обычно они равны).

12-4. НАДЕЖНАЯ РАБОТА КОНДЕНСАТОРА И КОНДЕНСАЦИОННОЙ УСТАНОВКИ

Пароохладжающие устройства

Конденсатор современной турбины должен удовлетворять четырем основным требованиям: обладать высоким коэффициентом теплопередачи, малым паровым сопротивлением, высокой деаэрирующей способностью и не иметь переохлаждения конденсата, т. е. сохранять температуру конденсата близкой к температуре насыщения отработавшего пара. Выполнение этих требований зависит в основном от расположения конденсаторных трубок, герметичности вакуумной системы и сохранения поверхностей охлаждения в условиях эксплуатации в чистом виде.

Для устранения переохлаждения конденсата предусматриваются периферийные или центральные проходы пара к нижней части конденсатора, т. е. к конденсатосборнику. Стекающий с трубок переохлажденный конденсат проходит через паровое пространство и подогревается до температуры, близкой к температуре насыщения отработавшего пара. Для этой цели организуется упорядоченный сток конденсата через лотки, не препятствующие движению потоков пара.

Эффективность работы конденсатора и небольшое паровое сопротивление обеспечивают

ся правильной компоновкой его трубных пучков. Периферийная зона трубного пучка, являющаяся интенсивной зоной конденсации пара, имеет обычно разреженную разбивку трубок и углубленные проходы для доступа пара к последующим рядам трубок. Путь движения паровоздушной смеси к месту ее отсоса по возможности должен быть коротким и прямым.

Для обеспечения эффективной работы отсасывающих устройств в конденсаторе выделяется специальный трубный пучок, называемый воздухоохладителем и предназначенный для конденсации пара, содержащегося в паровоздушной смеси. Этот пучок должен располагаться в более холодной части конденсатора. Однако его нельзя располагать вблизи конденсатосборника во избежание переохлаждения конденсата.

Охлаждающие трубки в конденсаторах объединяются в виде отдельных групп, т. е. пучков. В пределах пучка трубки располагаются по определенному способу. В разных пучках одного конденсатора могут применяться различные способы расположения трубок.

На рис. 12-17 показан ромбический способ размещения трубок (его называют разбивкой по треугольнику), который находит широкое

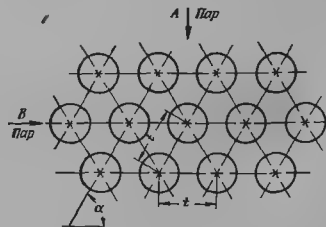


Рис. 12-17. Ромбическая разбивка трубок.

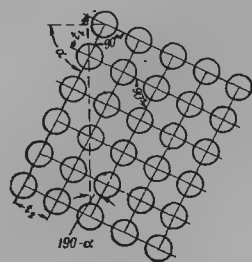


Рис. 12-18. Коридорная разбивка трубок

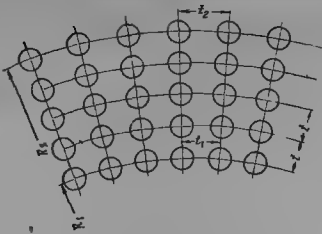


Рис. 12-19. Радиальная разбивка трубок.

R_1 — внутренний радиус разбивки, R_2 — внешний радиус разбивки, t_1 — шаг по внутренней окружности; t_2 — радиальный шаг

применение ЛМЗ в старых конструкциях конденсаторов применял коридорную разбивку трубок в верхних пучках конденсатора, что по-

зволяло поизиять потери давления при увеличенном шаге между трубками. Коридорная разбивка трубок может быть также и с наклонной сеткой (рис. 12-18). Широкое применение находит также радиальная (или лучевая) разбивка трубок. При этом способе разбивки оси трубок располагаются на пересечении концентрических окружностей с радиальными прямыми (рис. 12-19). Такой способ разбивки применяется для периферийных рядов со стороны входа пара, так как он благоприятен для доступа пара к последующим рядам трубок и дает относительно малые потери давления.

При любом способе расположения трубок в современных конденсаторах предусматривают глубокие проходы между отдельными пучками для прохода пара, что способствует уменьшению парового сопротивления.

На рис. 12-20 показана конструкция конденсатора 50-КЦС-5 для турбины К-50-90 ЛМЗ. Конденсатор — двухходового типа с поверхностью охлаждения 3000 м² и расходом охлаждающей воды 8000 м³/ч. Гидравлическое сопротивление конденсатора составляет 3,60 м вод. ст. Он имеет 5800 охлаждающих трубок длиной 6650 мм и диаметром 25/23 мм. Рабочее давление в водяном пространстве конденсатора составляет 15,7 н/см² (1,57 бар). Удельная паровая нагрузка при номинальном расходе пара равна 31 кг/(м²·ч). Пучок конденсаторных трубок имеет глубокие проходы для пара. Такая ленточная компоновка трубных пучков в настоящее время считается наиболее эффективной и широко применяется в конденсаторах мощных турбин.

По длине конденсатора предусмотрен проход пара к нижней части, что способствует устранению переохлаждения конденсата. В конденсаторе осуществляется боковой отсос паровоздушной смеси, и перед отсосом установлены пучки трубок для охлаждения воздуха.

На рис. 12-21 показан конденсатор К2-3000-2 для теплофикационной турбины Т-50-130 УТМЗ. Конденсатор — двухпоточного типа с двумя ходами

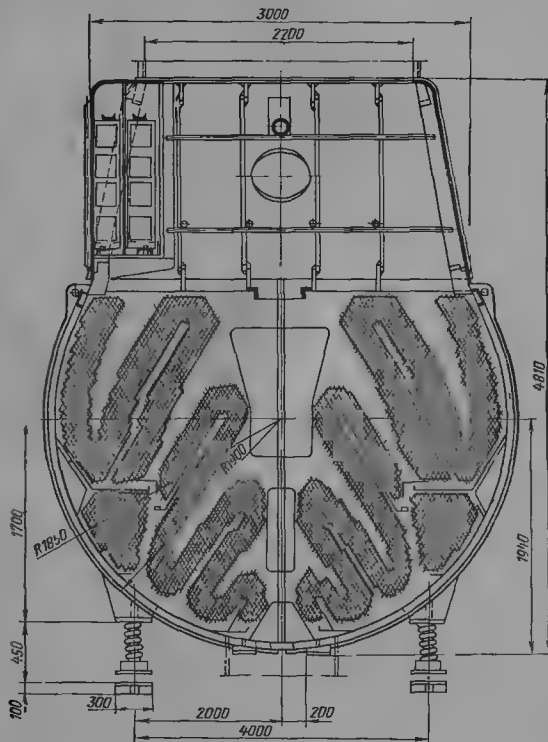


Рис. 12-20. Конденсатор 50-КЦС-5 турбины К-50-90 ЛМЗ.

воды и боковым отсосом паровоздушной смеси. Поверхность охлаждения конденсатора 3000 м^2 , разделена на две части: первая, с поверхностью охлаждения 2545 м^2 , предназначена для конденсации отработавшего пара охлаждающей водой, а вторая— 445 м^2 , выделена для подогрева сетевой воды, т. е. используется в качестве бойлера. Активная длина трубок составляет 7500 мм при диаметре $24/22 \text{ мм}$. Расход охлаждающей воды $7000 \text{ м}^3/\text{ч}$.

Для ТЭЦ с закрытой схемой теплоснабжения возможны следующие варианты работы этого конденсатора:

- при большом расходе пара в конденсатор основная и выделенная поверхность охлаждаются циркуляционной водой;

- при малом расходе пара в конденсатор основная поверхность конденсатора отключается, а в выделенную поверхность подается обратная сетевая вода.

Для ТЭЦ с открытой схемой теплоснабжения возможны такие варианты работы конденсатора:

- при большом расходе пара в конденсатор работает вся поверхность конденсатора: основная — на циркуляционной воде, а выделенная — на циркуляционной или на добавочной водопроводной воде;

- при малом расходе пара в конденсатор основная поверхность отключена, а выделенная работает на водопроводной воде.

Деаэрационные устройства

Турбостроительные заводы ЛМЗ и ХТГЗ в конденсаторах современных турбин, работающих в блоке с котлами, предусматривают специальные деаэрационные устройства. Удаление кислорода и углекислоты из конденсата в пределах конденсатора способствует более глубокой дегазации питательной воды в деаэраторе повышенного давления. Двухступенчатое удаление агрессивных газов из питательной воды предварительно в конденсаторе и окончательно в деаэраторе устраняет коррозию в пароводяном тракте блочной установки и повышает надежность ее работы.

Предохранительные устройства

В работе конденсатора возможны аварийные случаи. Например, при аварийном отключении электродвигателей циркуляционных

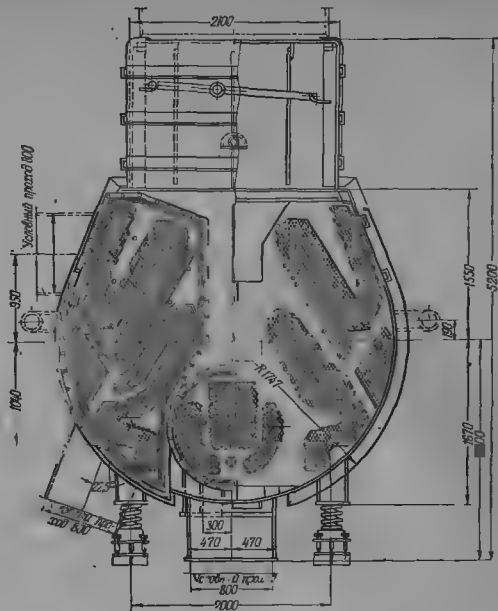


Рис. 12-21. Конденсатор типа К2-3000-2 турбины Т-50-130 УТМЗ

насосов прекращается подача воды в конденсатор, отработавший пар перестает конденсироваться. В таком случае давление отработавшего пара в выпускной части турбины мгновенно повышается. Отсутствие предохранительных устройств (вакуум-реле и др.) привело бы к резкому повышению давления во всей проточной части (в пределах до давления свежего пара) и разрушению конденсатора и турбины. Чтобы предотвратить возможность такой аварии на присоединяемой к конденсатору трубе, устанавливают автоматически действующее предохранительное устройство, обычно так называемый атмосферный клапан. В турбинах современных конструкций предохранительные устройства в виде специальных диафрагм устанавливаются непосредственно в верхней части выпускных патрубков турбин.

При повышении давления за турбиной несколько выше атмосферного, что допустимо по условиям прочности конденсатора и ЧНД турбины, предохранительный клапан автоматически срабатывает и сбрасывает пар в атмосферу.

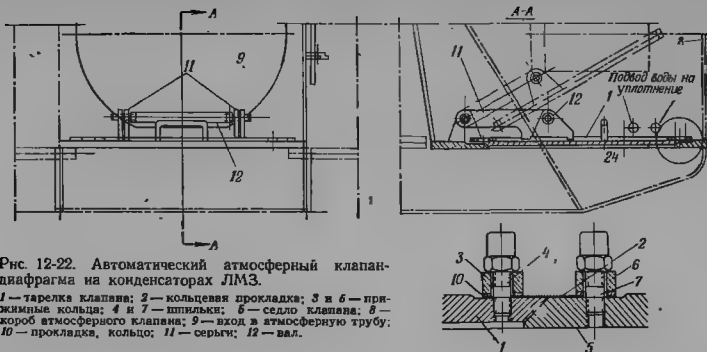


Рис. 12-22. Автоматический атмосферный клапан-диафрагма на конденсаторах ЛМЗ.

1 — тарелка клапана; 2 — кольцевая прокладка; 3 и 6 — прижимные кольца; 4 и 7 — шпильки; 5 — седло клапана; 8 — корпус атмосферного клапана; 9 — вход в атмосферную трубу; 10 — прокладка, кольцо; 11 — сервы; 12 — вал.

На рис. 12-22 показана конструкция автоматического клапана — диафрагмы ЛМЗ, применяемая на новых конденсаторах. Этот клапан установлен в корпусе перед атмосферной трубой, которая приварена к верхней части корпуса конденсатора. Выходная кромка тарелки 1 закрыта кольцевой паранитовой прокладкой 2 толщиной 0,5 мм. Эта прокладка с помощью шпилек 4 и 7 и прижимных колец 3 и 6 крепится к клапану 1 и его седлу 5. Для обеспечения герметичности этого соединения тарелка клапана заливается конденсатом. Для этой цели в корпусе 8, в котором установлен клапан, предусмотрены трубопроводы заливки и дренажа конденсата.

При повышении давления в конденсаторе сверх атмосферного прокладка 2 разрывается и тарелка клапана 1 избыточным давлением откидывается в сторону, сообщая конденсатор с атмосферной трубой 9.

Воздухоотсасывающие устройства

Воздух попадает в конденсатор частично вместе с паром из котла, но в основном за счет присосов через неплотности фланцевых соединений, вентилей, кранов и т. п., находящихся под вакуумом. Оценить неплотность вакуумной системы не представляется возможным. Поэтому определить теоретически количество воздуха, подлежащего отводу из конденсатора, также невозможно. Оно может быть определено только экспериментально.

Л. Д. Берман на основании экспериментальных данных рекомендует следующую приближенную формулу для определения количества воздуха, удаляемого из конденсатора:

$$G_a < a \left(\frac{D_k}{100} + 1 \right), \text{ кг/ч,} \quad (12-21)$$

где D_k — расход пара в конденсатор при номинальной нагрузке, т/ч;

a — коэффициент, зависящий от плотности вакуумной системы конденсатора, численное значение которого принимается 1; 2 или 3,5 соответственно для отличной, хорошей или посредственной воздушной плотности.

Для создания и поддержания разрежения в конденсаторе необходимо отсасывать поступающий в него воздух. В паротурбинных установках применяются следующие воздухоотсасывающие устройства: пароструйные эжекторы, водоструйные эжекторы и центробежные воздушные насосы.

Пароструйные эжекторы в паротурбинных установках нашли самое широкое распространение. Теория и практика показывает, что одноступенчатым пароструйным эжектором нельзя создать глубокого разрежения. В связи с этим в паротурбинных установках находят применение двух- и трехступенчатые пароструйные эжекторы, которые обеспечивают устойчивую и надежную работу турбины при глубоком вакууме. Одноступенчатые пароструйные эжекторы применяются как пусковые, создающие неглубокий вакуум, но достаточный для пуска турбины в работу.

На рис. 12-23 показана конструкция пускового эжектора ЛМЗ, выполненного без холодильника. Из паровой коробки 1 к соплу 3 подводится рабочий пар с давлением 8—12 бар.

Паровая струя, обладая большой кинетической энергией, увлекает за собой паровоздушную смесь из камеры 4 в суживающемся части диффузора 5. В диффузоре 6 кинетическая энергия паровоздушной смеси преобразуется в энергию давления и отводится в атмосферную трубу.

В двух- и трехступенчатых эжекторах предусмотрены специальные холодильники, в которых пар эжекторов конденсируется и сохраняется для питания котлов.

Схема двухступенчатого эжектора с холодильниками представлена на рис. 12-24. Из этой схемы следует, что пар паровоздушной смеси первой ступени эжектора 1 конденсируется в холодильнике 2, а пар смеси после второй ступени 3 конденсируется в холодильнике 4, после чего воздух выбрасывается в атмосферу через патрубок 5.

На рис. 12-25 приведена схема установки эжектора, из которой видно, что основной конденсат прокачивается через холодильники эжектора. При пуске турбины, холостом ходе и малых нагрузках включается линия рециркуляции 5. По этой линии часть нагретого в эжекторе конденсата возвращается в конденсатор, охлаждается в нем и снова с основным конденсатом поступает в холодильники. При работе турбины под нагрузкой, когда количество конденсата становится достаточным для охлаждения паровоздушной смеси в эжекторе, линия рециркуляции отключается.

Из холодильника второй ступени эжектора конденсат паровоздушной смеси отводится к холодильнику первой ступени, а из последней через сифон 6 сливается в конденсатор. Высота сифона H для обеспечения бесперебойной работы эжектора должна отвечать условию

$$\sqrt{H} \geq 2(p_x - p_k), \text{ м.} \quad (12-22)$$

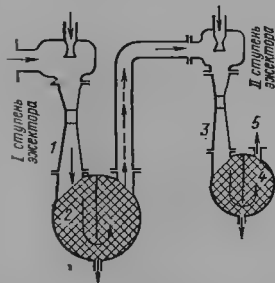


Рис. 12-24. Схема двухступенчатого эжектора.

1 — эжектор 1 ступени; 2 — промежуточный холодильник; 3 — эжектор 2 ступени; 4 — внешний холодильник; 5 — атмосферный патрубок.

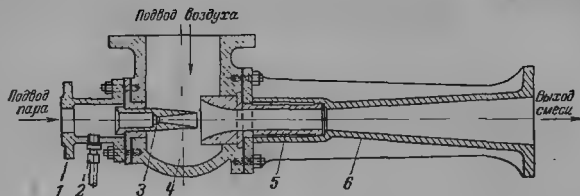


Рис. 12-23. Пусковой эжектор ЛМЗ.

1 — паровая коробка; 2 — трубка манометра; 3 — паровое сопло; 4 — воздушная камера; 5 — насадка к диффузору; 6 — диффузор

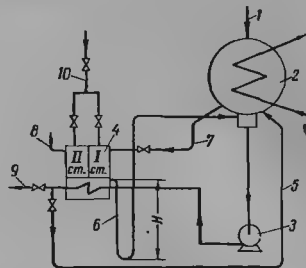


Рис. 12-25. Схема установки эжектора.

1 — подвод пара в конденсатор; 2 — конденсатор; 3 — конденсатный насос; 4 — эжектор; 5 — линия рециркуляции; 6 — сифон; 7 — отсос паровоздушной смеси; 8 — отвод воздуха в атмосферу; 9 — линия конденсата; 10 — подвод пара к эжектору

где p_x — давление в холодильнике первой ступени, м вод. ст. ;

p_k — давление в конденсаторе, м вод. ст.

Пароструйный эжектор ЭП-3-600-3 ЛМЗ

На рис. 12-26 показан трехступенчатый пароструйный эжектор ЭП-3-600-3 ЛМЗ, предназначенный для конденсаторов турбин мощностью 50 Мвт (один эжектор) и 100 Мвт (два эжектора). Все три ступени эжектора смонтированы в одном корпусе 1. Верхняя сварная коробка 2, образующая всасывающие камеры к первой, второй и третьей ступеням, крепится к корпусу эжектора болтами. Нижняя коробка 3, образующая водяные камеры ступеней эжектора, также прибалчивается к корпусу эжектора.

Корпус эжектора 1 внутренними перегородками 8 разделен на три отсека, в которых размещены трубные пучки, по два в каждом из трех холодильников. Трубные пучки холодильников состоят из U-образных латунных трубок, концы которых развальцованы в стальной

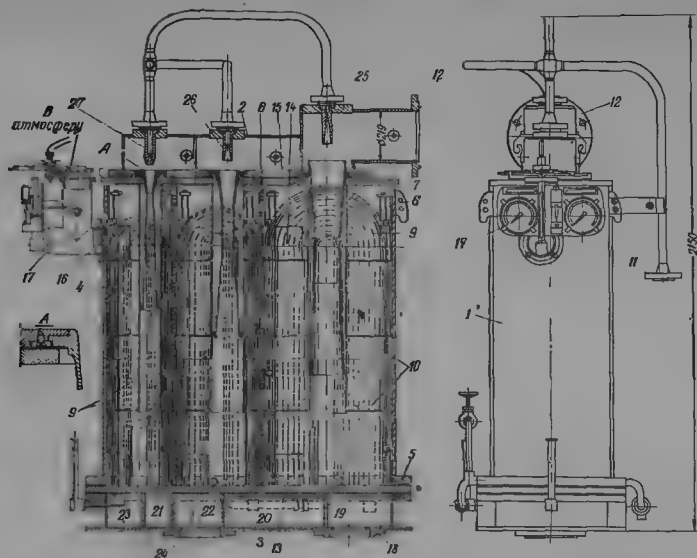


Рис. 12-26. Трехступенчатый эжектор ЭП-3-600-3 ЛМЗ.

1 — сварной корпус; 2 — верхняя сварная коробка; 3 — нижняя сварная коробка; 4 — охлаждающие трубки; 5 — трубная доска; 6 — распорки; 7 — стяжные болты; 8 — внутренние перегородки; 9 — трубы; 10 — поперечные перегородки; 11 — паропоглощающий палец; 12 — воздушный патрубок; 13 — нижний вырез в продольной перегородке; 14 — верхний вырез в продольной перегородке; 15 — перепускное отверстие; 16 — впускной воздушный патрубок; 17 — прибор контроля количества воздуха; 18 — входной патрубок охлаждающего конденсата; 19 — водяная камера холодильника I ступени эжектора; 20 — перепускная камера холодильников I, II и III ступеней эжектора; 21 — водяная камера холодильника III ступени эжектора; 22 — сливная водяная камера холодильников I и II ступеней; 23 — сливная водяная камера холодильника III ступени; 24 — отвод охлаждающего конденсата; 25, 26 и 27 — сопла I, II и III ступеней эжектора.

трубной доске 5, зажатой между корпусом I и коробкой 3.

Трубные пучки каждого холодильника дополнительно закреплены в каркасе между продольными и поперечными перегородками. Последние связаны между собой и доской 5 с помощью распорных трубок 6 и стяжных болтов 7. Все перегородки имеют специальные вырезы для пропуска паровоздушной смеси.

В центре каждого отсека расположены трубы 9, закрепленные в поперечных перегородках 10. Внутри этих труб размещены диффузоры.

Рабочий пар к соплам эжектора поступает через патрубок 11. Регулирование подачи пара к соплам осуществляется дроссельным игольчатым клапаном.

Паровоздушная смесь, отсасываемая из конденсатора, поступает через патрубок 12 к первой ступени эжектора. Пройдя первую ступень, паровоздушная смесь вместе с рабочим паром первой ступени эжектора попадает в нижнюю часть центрального отсека первого

холодильника и по вырезам 13 продольных перегородок поступает в боковые отсеки холодильника. Поднимаясь вверх через вырезы в поперечных перегородках 10, пар конденсируется. Для повышения эффективности конденсации пара вырезы в поперечных перегородках расположены так, чтобы паровоздушная смесь проходила между трубками пучка с поворотами и имела перекрестный ток. Охлажденная паровоздушная смесь с небольшим содержанием пара через вырезы 14 поступает в верхнюю часть центрального отсека холодильника и через отверстие 15 попадает во всасывающую камеру второй ступени эжектора.

Последующий процесс сжатия паровоздушной смеси и конденсации пара во второй и третьей ступенях эжектора протекает так же, как и в первой ступени. Воздух из третьей ступени эжектора через патрубок 16 выбрасывается в атмосферу или при испытаниях воздушной плотности конденсатора поступает в специальный прибор 17, предназначенный для измерения количества отсасываемого воздуха.

Конденсат рабочего пара из парового пространства третьей ступени каскадно сливается в паровое пространство второй, а из второй — в паровое пространство первой ступени.

Охлаждающий конденсат из напорной линии конденсатных насосов поступает в водяную камеру 19, проходит через внутренние отверстия охлаждающих трубок и сливается в водяную камеру 20. Камеры 20 и 21 соединены обводным каналом, что обеспечивает одновременное поступление охлаждающего конденсата к трубкам второй и третьей ступеней. Из трубок второй и третьей ступеней конденсат сливается в водяные камеры 22 и 23, которые также соединены обводным каналом. Из камеры 22 конденсат отводится через патрубок 24.

Расход пара на эжектор обычно составляет для турбин мощностью 160 Мвт и выше 0,2—0,3%, для турбин мощностью 50—100 Мвт 0,4—0,5% и для турбин небольшой мощности 0,6—0,8% расхода свежего пара.

Работа эжектора оказывает большое влияние на предельно достижимый вакуум в конденсаторе. Поэтому для анализа работы конденсационной установки в эксплуатационных условиях необходимо знание характеристики эжектора.

Характеристика эжектора имеет две ветви: пологую и крутую. Пологая часть характеристики представляет рабочую часть, круто поднимающаяся ветвь является перегрузочной частью характеристики (рис. 12-27).

Небольшой расход пара через эжектор, невысокое давление рабочего пара перед эжекторами 12—18 бар, малое время для его пуска в работу и безотказность в работе способствовали широкому применению пароструйных эжекторов в турбоустановках среднего и высокого давлений. Однако необходимость дросселирования и охлаждения свежего пара перед эжекторами вызвала усложнение и удорожа-

ние схемы и затруднила применение пароструйных эжекторов в паротурбинных установках сверхвысокого давления.

В блоках котел — турбина из-за прогрева и пуска турбины одновременно с растопкой и пуском котла применение пароструйных эжекторов практически стало непреодолимым. Для прогрева и пуска турбины в блоке с котлом требуется независимое питание отсасывающих устройств. Поэтому в блоках котел — турбина находят применение водоструйные (гидравлические) эжекторы, имеющие независимое от работы котла питание.

Водоструйный эжектор ЭВ4-1400 ЛМЗ

На турбинах К-300-240 ЛМЗ для отсоса воздуха из конденсаторов применяются водоструйные эжекторы. Они же используются для отсоса воздуха из лабиринтовых уплотнений и из циркуляционной системы.

На рис. 12-28 показан водоструйный эжектор ЛМЗ. Он состоит из четырех однокорпусных эжекторов, работающих параллельно, имеет один общий патрубок 2, через который осуществляется подвод паровоздушной смеси из конденсатора, и общий сливной патрубок 3 конической формы. На каждую турбину устанавливаются два таких эжектора.

Струи воды, вытекающие с большой скоростью из четырех сопел диаметром 75 мм каждое, увлекают паровоздушную смесь в сужающиеся насадки диффузоров. В расширяющейся части диффузоров скорость воды снижается, и давление возрастает до значения несколько выше атмосферного, которое существует в патрубке 3. Из патрубка 3 вода отводится по специальным трубам, а воздух выпускается через воздушник.

Рабочая вода подается к эжекторам двумя насосами 32Д-12, один из которых при нормальной работе установлен в резерве.

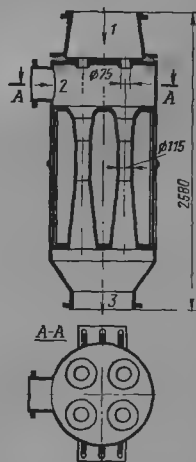


Рис. 12-28. Водоструйный эжектор ЭВ4-1400 ЛМЗ.

1 — входной патрубок рабочей воды, 2 — подвод паровоздушной смеси, 3 — выпуск паровоздушной смеси.

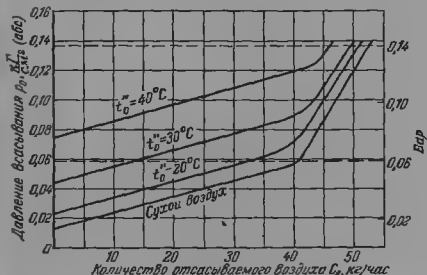


Рис. 12-27. Заводские характеристики пароструйных эжекторов.

Часть первая

ТЕОРИЯ ТЕПЛОВЫХ ПРОЦЕССОВ В ГАЗОТУРБИННЫХ
УСТАНОВКАХ

Глава тринадцатая

ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ И ТЕПЛОВЫЕ ПРОЦЕССЫ
ГАЗОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК13-1. ОСНОВНЫЕ СВЕДЕНИЯ О ГАЗОТУРБИННЫХ
УСТАНОВКАХ

Пионером советского газотурбостроения является проф. В. М. Маковский, им была спроектирована экспериментальная одноступенчатая газовая турбина с двумя ступенями скорости (рис. 13-1), рассчитанная на давление около 3,9 бар и начальную температуру газов 850°C при мощности установки 735 квт. В турбине было предусмотрено водяное охлаждение вала, диска и рабочих лопаток. Для охлаждения использовалась вода, получаемая из специальной испарительной установки.

Агрегат был изготовлен в 1940 г. на ХТГЗ. В качестве топлива использовался газ подземной газификации (район г. Горловки). Подземный газ подавался в камеру сгорания поршневым компрессором, а воздух использовался от воздушной станции рудника.

После Отечественной войны на ЛМЗ были созданы конструкции газовых турбин различных типов на большие мощности. В 1959 г. на ЛМЗ построена газовая турбина мощ-

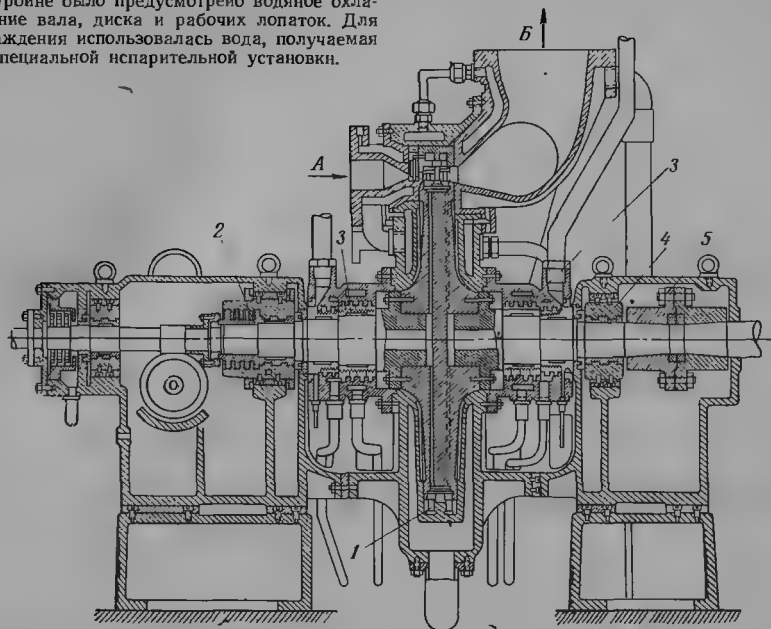


Рис. 13-1. Газовая турбина с водяным охлаждением конструкции В. М. Маяковского.

А — подсос газа; Б — выпуск газа; 1 — рабочее колесо; 2 — опорно-упорный подшипник; 3 — уплотнения вала; 4 — двойной подшипник; 5 — двойной подшипник.

ностью 25 Мвт. Затем была построена газовая турбина мощностью 100 Мвт с температурой газов 750°C, которая работает на Краснодарской ТЭЦ. НЗЛ строит газовые турбины небольшой и средней мощности для привода электрических генераторов, привода компрессоров и нагнетателей, используемых на магистральных газопроводах для подачи газа в города и на промышленные предприятия.

13-2. ПРИНЦИПИАЛЬНЫЕ СХЕМЫ ГАЗОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК

Газовые турбины могут использоваться в самых различных областях промышленности:

для привода электрических генераторов тепловых электрических станций и энергопоездов;

для привода газовых нагнетателей газоперекачивающих станций на магистральных газопроводах;

для привода турбовинтовых и турбореактивных двигателей самолетов;

для привода винтов речных и морских судов;

для привода воздуховодов, насосов, вентиляторов и экскаваторов металлургических заводов и других промышленных предприятий; в качестве двигателя теплогазотурбозовозов, а также на нефтеперерабатывающих заводах и других предприятиях.

В настоящем разделе рассматриваются только стационарные газовые турбины, работающие с постоянным числом оборотов.

В газотурбинных установках (ГТУ), так же как и в паротурбинных установках (ПТУ), используется твердое, жидкое и газообразное топливо. В ГТУ применяются два типа рабочих циклов: разомкнутый и замкнутый.

На рис. 13-2 показаны две принципиальные схемы простейших ГТУ: разомкнутого и замкнутого циклов.

В разомкнутом цикле компрессор через очистительный фильтр засасывает воздух из

атмосферы и под определенным давлением подает его в камеру сгорания, куда одновременно поступает топливо, обычно жидкое или газообразное. Горючий газ, образовавшийся в камере сгорания в процессе сжигания топлива и смешения продуктов горения с воздухом, поступает в турбину, в которой его тепловая энергия преобразуется в механическую работу вращения вала. Отработавшие газы через выпускной патрубок турбины выбрасываются в атмосферу. Пуск в работу ГТУ осуществляется пусковым электродвигателем.

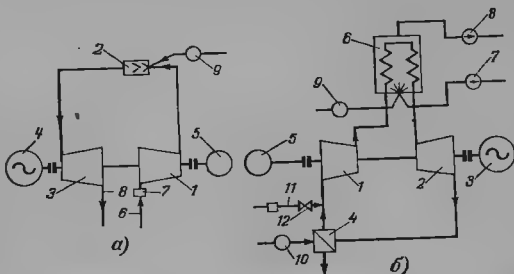
В замкнутом цикле рабочим телом также обычно является воздух, но он уже циркулирует по замкнутому контуру: компрессор — котел — турбина — воздухоохладитель — снова компрессор и т. д. Сжатие воздуха до рабочего давления производится компрессором, а нагрев его до температуры перед турбиной осуществляется в котле. Для пуска ГТУ также предусмотрен пусковой электродвигатель, а для заполнения контура — воздуховод с фильтром и запорным вентилем.

Из сопоставления схем следует, что схема замкнутого цикла более сложна, она содержит больше вспомогательного оборудования и требует больших капитальных затрат на сооружение установки. Основным преимуществом этой схемы является возможность использования любого топлива, в том числе и твердого. Для разомкнутого цикла проблема сжигания твердого топлива пока еще не получила удовлетворительного решения.

Основным недостатком простейших схем ГТУ является их низкая экономичность, заключающаяся в основном за счет потерь тепла с отработавшими газами. В разомкнутом цикле отработавшие газы, имеющие весьма высокую температуру, выбрасываются в атмосферу. В замкнутом цикле для снижения затрат энергии на сжатие воздуха применяется глубокое охлаждение рабочего воздуха в воздухоохладителе перед компрессором, что также сопряжено с потерями тепла в цикле.

Рис. 13-2. Принципиальные схемы простейших ГТУ с непрерывным сгоранием топлива.

а — разомкнутый цикл: 1 — компрессор; 2 — камера сгорания; 3 — газовая турбина; 4 — электрический генератор; 5 — пусковой электродвигатель; 6 — всасывающий воздуховод; 7 — фильтр; 8 — выпускной патрубок; 9 — топливный насос; б — замкнутый цикл: 1 — компрессор; 2 — газовая турбина; 3 — электрический генератор; 4 — воздухоохладитель; 5 — пусковой электродвигатель; 6 — нагреватель воздуха; 7 — вентиль; 8 — дымоход; 9 — топливный насос; 10 — явусс охлаждающей воды; 11 — воздуховод с фильтром; 12 — запорный вентиль



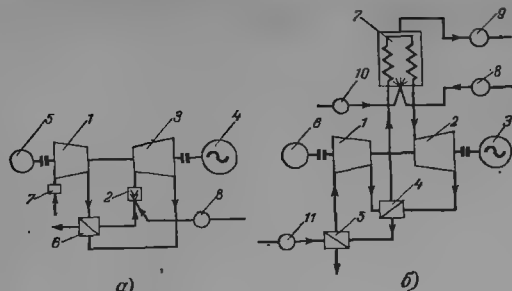


Рис. 13-3. Принципиальные схемы простейших ГТУ с регенераторами.

а — разомкнутый цикл: 1 — компрессор; 2 — камера сгорания; 3 — турбина; 4 — электрический генератор; 5 — пусковой электродвигатель; 6 — регенератор; 7 — фильтр; 8 — топливный насос; б — замкнутый цикл: 1 — компрессор; 2 — турбина; 3 — электрический генератор; 4 — регенератор; 5 — воздушный компрессор; 6 — пусковой электродвигатель; 7 — нагреватель воздуха; 8 — вентилятор; 9 — дымосос; 10 — топливный насос; 11 — насос охлаждающей воды.

Использование в циклах части тепла отработавших газов или воздуха для подогрева воздуха, поступающего из компрессоров в камеры сгорания, позволяет повысить экономичность ГТУ. Однако такое повышение экономичности связано с применением регенераторов, т. е. с усложнением схем установок и удорожанием их стоимости.

В схемах замкнутого цикла тепло отработавшего в турбине воздуха или другого газа, передаваемое охлаждающей воде, может быть использовано для технологических целей или теплофикации.

На рис. 13-3 представлены принципиальные схемы простейших ГТУ с регенераторами. В этих схемах дополнительными элементами оборудования являются: регенератор 6 для разомкнутого и регенератор 4 для замкнутого циклов.

Термодинамически наиболее полно изучены два реально осуществленных цикла ГТУ: цикл непрерывного горения (цикл со сгоранием при постоянном давлении $p = \text{const}$); цикл прерывистого горения (цикл со сгоранием при постоянном объеме $v = \text{const}$).

В цикле непрерывного горения в камеру сгорания непрерывно подаются топливо и

воздух, что и обеспечивает непрерывный процесс сгорания топлива. Давление в камере при сгорании топлива сохраняется постоянным, равным давлению воздуха за компрессором за вычетом потерь давления в воздухе, регенераторе и камере сгорания.

В простейших ГТУ непрерывного горения перед газовой турбиной устанавливается обычно одна или две камеры сгорания. В сложных ГТУ большой единичной мощности устанавливаются две, три и больше камер сгорания.

На рис. 13-4 показана принципиальная схема камеры непрерывного сгорания, предназначенная для сжигания жидкого или газообразного топлива.

В цикле прерывистого горения перед газовой турбиной устанавливается по несколько камер сгорания, обычно от 4 до 8. Процесс сгорания топлива в них протекает периодически, чередуясь от камеры к камере с некоторым сдвигом по времени.

Принципиальная схема ГТУ прерывистого горения показана на рис. 13-5. Каждая из камер сгорания снабжена тремя автоматически действующими клапанами и специальным устройством для воспламенения топлива.

На рис. 13-6 схематично представлена камера сгорания и указаны различные стадии процесса ее работы.

Зарядка камеры производится воздухом от компрессора, клапан *а* открыт, а клапаны *б* и *в* закрыты; зарядка топливом от насоса осуществляется при открытом клапане *б* и закрытых клапанах *а* и *в*. При включении запала (все клапаны закрыты) рабочая смесь мгновенно воспламеняется и также мгновенно повышает давление в камере. После вспыхивания, т. е. сгорания топлива, открывается клапан *в* и рабочий газ поступает к соплам турбины и на рабочие лопатки. В соплах происходит расширение рабочей смеси, состоящей из продуктов сгорания и воздуха, с изменяющимися перепадами давлений. В соответствии с этим изменяется также и скорость газа по

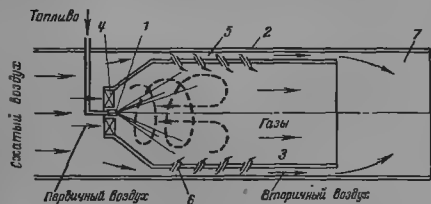


Рис. 13-4. Принципиальная схема цилиндрической однофорсуночной камеры сгорания.

1 — форсунка; 2 — корпус; 3 — пламенная труба; 4 — воздухоподводящее устройство первичного воздуха; 5 — кольцевой зазор для подвода вторичного воздуха; 6 — отверстия в стенках пламенной трубы для охлаждения рабочих газов; 7 — камера смешения.

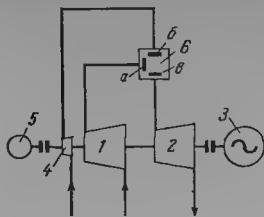


Рис. 13-5. Принципиальная схема простейшей ГТУ с прерывным горением топлива.

1 — компрессор; 2 — турбина; 3 — электрический генератор; 4 — газовый компрессор или топливный насос; 5 — пусковой электродвигатель; б — камера прерывистого горения; точка а — воздушный клапан; точка б — топливный клапан; точка в — сопловой клапан.

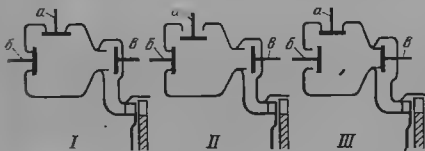


Рис. 13-6. Стадии процесса работы камеры прерывистого горения.

точка а — воздушный клапан; точка б — топливный клапан; точка в — сопловой клапан. Положение камеры: I — выпуск продуктов сгорания после всасывания; II — продувка камеры и турбины воздухом; III — зарядка камеры газовым или жидким топливом.

выходе из сопла от некоторого максимума до нуля в конце выравнивания давлений в камере и турбине. Затем производится продувка камеры воздухом, ее повторная зарядка и далее процесс повторяется.

ГТУ с камерами непрерывного горения являются конструктивно более простыми и широко распространены в промышленности. ГТУ с камерами прерывистого горения не имеют достаточного распространения и в дальнейшем они рассматриваться не будут.

13-3. ПРОЦЕСС РАСШИРЕНИЯ ГАЗА В НАПРАВЛЯЮЩИХ КАНАЛАХ ГАЗОВОЙ ТУРБИНЫ

Расширение газа происходит за счет понижения его давления и, следовательно, температуры и теплоемкости. Процесс расширения газа связан с преобразованием потенциальной энергии в кинетическую, при этом теплоемкость его понижается, а скорость течения в каналах растет.

Из курса термодинамики известно, что в идеальном случае истечения газа из сопловых каналов (без учета теплообмена с внешней средой и потерь энергии на трение и вих-

ревые движения) происходит полное преобразование потенциальной энергии газа в кинетическую, и этот процесс подчиняется уравнению энергии

$$i_0 - i_{1t} = \frac{c_{1t}^2 - c_0^2}{2}, \quad (13-1)$$

где i_0 , i_{1t} — начальная и конечная энтальпии газа, кДж/кг;

c_0 — скорость газа перед соплами, м/сек;

c_{1t} — теоретическая скорость газа на выходе из сопл, м/сек.

Из уравнения (13-1) определяем теоретическую скорость газа

$$c_{1t} = \sqrt{2(i_0 - i_{1t}) + c_0^2} = \sqrt{2h_0 + c_0^2}, \quad \text{м/сек}, \quad (13-2)$$

где $h_0 = i_0 - i_{1t}$ — изоэнтальпический тепловой перепад в сопловых или направляющих каналах, кДж/кг.

Если скорость c_0 невелика, то ее можно пренебречь, и тогда получим:

$$c_{1t} = \sqrt{2h_0}, \quad \text{м/сек}. \quad (13-2a)$$

В газотурбостроении преимущественно применяются суживающиеся сопла с косым срезом.

Опыты и теоретические исследования показали, что расширение газа при его истечении из суживающегося сопла может происходить только до некоторого давления $p_{кр}$, называемого критическим давлением. Отношение $p_{кр}$ в горле сопла к начальному давлению p_0 перед соплом называют критическим отношением и обозначают $v_{кр} = p_{кр}/p_0$.

Из газодинамики известно, что $v_{кр} = \frac{p_{кр}}{p_0} = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{k/(k-1)}$. Для воздуха и двухатомных газов, иногда и для рабочих газов турбины, принимают $v_{кр} = 0,528$.

При отношении давлений $p_{кр}/p_0 = v_{кр}$ в выходном сечении суживающегося сопла достигается критическая скорость, которую обозначают $c_{кр}$. Эту скорость можно подсчитать по уравнению

$$c_{кр} = \sqrt{\frac{2k}{k+1} \frac{p_0}{\rho_0}} = \sqrt{\frac{2k}{k+1} p_0 v_0}, \quad \text{м/сек}, \quad (13-3)$$

где k — показатель адиабаты;

p_0 , ρ_0 , v_0 — давление, плотность и удельный объем газа перед соплом, н/м², кг/м³ и м³/кг.

Численные значения k можно принимать для воздуха и двухатомных газов 1,4, а для продуктов сгорания 1,33.

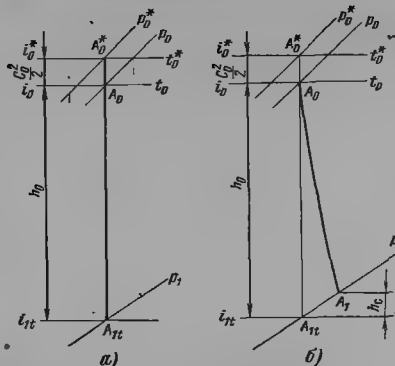


Рис. 13-7. Процесс расширения газа в сопле газовой турбины в is -диаграмме.
а — без учета потерь; б — с учетом потерь

Подставляя численные значения k в уравнение (13-3) и p_0 , бар, определим $c_{кр}$ для воздуха и двухатомных газов:

$$c_{кр} = 342,0 \sqrt{p_0 v_0}, \text{ м/сек}, \quad (13-3a)$$

и для продуктов сгорания

$$c_{кр} = 338,2 \sqrt{p_0 v_0}. \quad (13-3b)$$

Из уравнений (13-3) видно, что $c_{кр}$ зависит от давления p_0 , удельного объема v_0 и показателя адиабаты k .

Для идеального газа при $k = \text{const}$ имеем соотношение

$$\frac{p_0}{p_0} = p_0 v_0 = RT_0, \quad (13-4)$$

где $R = 288,4$ — газовая постоянная, $\text{дж/кг} \cdot ^\circ\text{C}$; T_0 — абсолютная температура газа перед соплом, $^\circ\text{K}$.

Для воздуха и продуктов сгорания в уравнение (13-3) вместо $p_0 v_0$ можно подставить значение RT_0 .

В соплах стационарных газовых турбин скорости газа, как правило, ниже критических.

Для инженерных расчетов газовых турбин широко применяются Ts -диаграммы, построенные для смеси воздуха с продуктами сгорания.

На рис. 13-7 показан тепловой процесс расширения газа без учета и с учетом тепловых потерь в сопловых каналах при докритической скорости.

Состояние газа перед соплами находится в соответствии с заданными параметрами p_0 ,

t_0 , p_1 и c_0 . Если c_0 невелико, то ее значением можно пренебречь, и расчетное состояние газа перед соплом определяется точкой A_0 , т. е. параметрами p_0 и t_0 . В случае учета скоростной энергии $c_0^2/2$ состояние газа перед соплами определяется точкой A_0^* , а p_0^* и t_0^* носят название параметров торможения.

В действительных условиях при расширении газа в соплах возникают тепловые потери на трение и вихревые движения, что снижает скорость потока. Эти потери повышают энтальпию газа за соплами. Следовательно, действительная энтальпия газа за соплами будет несколько выше теоретической, т. е. $i_1 > i_{1t}$ (рис. 13-7, б).

Действительная скорость газа на выходе из сопла определяется по уравнению

$$c_1 = \varphi c_{1t} = \varphi \sqrt{2(i_0 - i_{1t}) + c_0^2}, \quad (13-5)$$

где $\varphi = c_1/c_{1t}$ — называется скоростным коэффициентом; его значение можно принимать 0,94—0,96.

Тепловые потери в соплах, на рабочих лопатках, с выходной скоростью и другие определяются по тем же уравнениям, что применяются для расчета паровых турбин, т. е. в соплах или направляющих каналах

$$h_c = \frac{c_{1t}^2 - c_1^2}{2}; \quad (13-6)$$

на рабочих лопатках

$$h_a = \frac{w_{2t}^2 - w_2^2}{2}; \quad (13-7)$$

с выходной скоростью

$$h_b = \frac{c_2^2}{2}; \quad (13-8)$$

на утечки через радиальные зазоры

$$h_{yt} = \frac{\delta_r}{l \sin \alpha_1} (i_0 - i_2). \quad (13-9)$$

Полезно использованный тепловой перепад ступени равен (рис. 13-8):

$$h_i = h_0 - h_c - h_a - h_{yt} - h_b, \quad (13-10)$$

где h_0 — располагаемый перепад тепла ступени, кдж/кг .

Полезная работа ступени газовой турбины оценивается ее относительным внутренним к. п. д., который составляет:

$$\eta_{от} = \frac{h_i}{h_0}. \quad (13-11)$$

В газовых турбинах, чтобы избежать попадания газа в помещение машинного зала, к концевым лабиринтовым уплотнениям как со стороны высокого, так и со стороны низко-

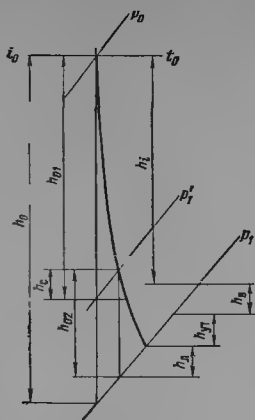


Рис. 13-8. Тепловой процесс ступени газовой турбины в ts -диаграмме

го давления подводится воздух с более высоким давлением, чем давление перед уплотнениями в турбине. Воздух к концевым уплотнениям газовой турбины обычно подводится от осевого компрессора.

Через лабиринтовые уплотнения вала компрессора (со стороны нагнетания) в атмосферу просачивается часть воздуха. Поэтому производительность компрессора должна рассчитываться на количество воздуха, необходимого для сжигания топлива в камере сгорания и понижения температуры рабочих газов до заданной температуры перед турбиной, плюс утечки через концевые уплотнения компрессора и плюс расход воздуха на уплотнения газовой турбины.

13-4. ПРОЦЕСС СЖАТИЯ ВОЗДУХА НА ЛОПАТКАХ ОСЕВОГО КОМПРЕССОРА

Компрессор является неотъемлемой частью ГТУ и рассматривается как ее составная часть.

Компрессорную ступень можно рассматривать как обращенную ступень турбины. В турбинной ступени за счет расширения рабочего тела происходит преобразование потенциальной энергии (энергии давления) в механическую работу на валу. В ступени компрессора, наоборот, механическая работа подводится и преобразуется в потенциальную энергию сжатого воздуха.

Компрессорная ступень состоит из облопаченного рабочего колеса и следующего за

ним ряда неподвижных направляющих лопаток. По процессу сжатия воздуха компрессорные ступени можно подразделить на ступени с несимметричными и симметричными лопатками (рис. 13-9).

Каналы сопловых и рабочих решеток турбинной ступени сужаются в направлении движения газа (в направлении его расширения), т. е. имеют форму конфузора, в то время как каналы рабочих и направляющих лопаток компрессорной ступени, в которых происходит сжатие воздуха, постепенно расширяются к выходному сечению, т. е. имеют форму диффузора. При течении воздуха в диффузорных каналах компрессорной ступени его скорость уменьшается, соответственно уменьшается кинетическая энергия и повышается давление.

В компрессорной ступени с несимметричными лопатками сжатие воздуха происходит в межлопаточных каналах рабочего колеса; направляющие лопатки этой ступени предназначены лишь для изменения направления движения воздушного потока. Таким образом, в каналах лопаток рабочего колеса такой ступени процесс преобразования энергии протекает в направлении, обратном процессу, имеющему место в сопловом аппарате активной турбинной ступени. Адиабатический тепловой напор h_0 в такой ступени создается только в каналах рабочих лопаток, и она имеет степень реакции $\rho = 100\%$.

В ступени с симметричными лопатками сжатие воздуха происходит как в каналах рабочих, так и в каналах направляющих лопаток. Схема этой ступени компрессора является обращенной по отношению к схеме реактивной турбинной ступени, имеющей $\rho = 50\%$.

Степень реактивности компрессорной ступени с симметричными лопатками определяется из выражения

$$\rho_k = \frac{h_{\pi}}{h_{\pi} + h_{\pi}}, \quad (13-12)$$

где h_{π} — политропический тепловой перепад

рабочего колеса;

h_{π} — политропический тепловой перепад направляющего аппарата.

При $h_{\pi} = h_{\pi}$ степень реактивности $\rho_k = 50\%$.

На рис. 13-10 показаны треугольники скоростей ступени осевого компрессора.

Из каналов направляющих лопаток предыдущей ступени воздух поступает в каналы рабочих лопаток с абсолютной скоростью c_1 под углом α_1 к направлению вращения колеса (рис. 13-10). Из треугольника скоростей находим относительную скорость воздуха w_1 , поступающего в каналы рабочих лопаток. Относительная скорость w_2 выхода воздуха из рабочего колеса принимается меньше, чем w_1 . Абсолютная скорость c_2 на выходе из рабо-

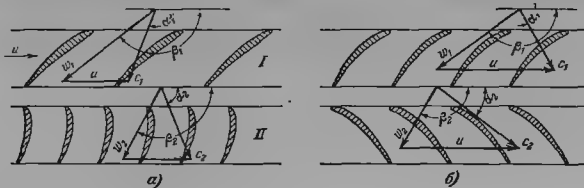


Рис. 13-9. Схема ступени осевого компрессора.
а — несимметричные лопатки; б — симметричные лопатки.

чего колеса определяется по выходному треугольнику скоростей. Для ступени с 50%-ой реакцией выходной треугольник скоростей должен быть идентичен входному треугольнику (рис. 13-10, б).

Для компрессорной ступени с несимметричными лопатками в направляющих каналах (рис. 13-10, а) не должно происходить ни сжатия воздуха, ни его расширения, что соответствует условию $c_1 = c_2$. В этом случае весь тепловой напор компрессорной ступени создается только на рабочих лопатках, а его величина определяется уравнением

$$\eta_{\text{осн}} = \frac{w_1^2 - w_2^2}{2}, \text{ кДж/кг.} \quad (13-13)$$

Для компрессорной ступени с симметричными лопатками при соблюдении равенств $\alpha_1 = \beta_2$, $\alpha_2 = \beta_1$, $w_1 = c_2$ и $w_2 = c_1$ тепловые напоры в каналах рабочих и неподвижных лопаток будут равны. Численные значения их можно найти по уравнениям

$$h_{\text{н}} = \frac{w_1^2 - w_2^2}{2}; \quad (13-14)$$

$$h_{\text{л}} = \frac{c_2^2 - c_1^2}{2}, \quad (13-15)$$

где $h_{\text{н}} + h_{\text{л}}$ — общий тепловой напор, создаваемый ступенью.

Тепловой процесс сжатия воздуха промежуточной компрессорной ступени в is -диаграмме представлен на рис. 13-11. Для ступени

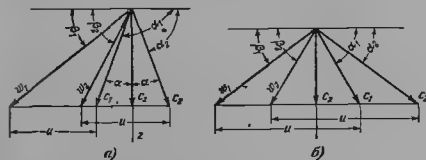


Рис. 13-10. Треугольники скоростей для ступени осевого компрессора.
а — несимметричные лопатки; б — симметричные лопатки.

пени с несимметричными лопатками обычно $c_1 = c_2$ и соответственно $\Delta h_1 = \Delta h_2$. В ступени с симметричными лопатками принимают $h_{\text{н}} = h_{\text{л}}$; $c_1 = w_2$; $c_2 = w_1$ и соответственно тепловые потери на ступенях $\Sigma h_{\text{л}}$.

Если предположить, что $u_1 = u_2 = u$, то мощность, подводимая к рабочим лопаткам промежуточной ступени компрессора для сжатия G кг воздуха определя-

ется для ступени с несимметричными лопатками по уравнению

$$N_{\text{ку}} = 10^{-3} G u (w_{1u} - w_{2u}), \text{ кет,} \quad (13-16)$$

а для ступени с симметричными лопатками по уравнению

$$N_{\text{ку}} = 10^{-3} G u (w_{1u} - w_{2u}) = 10^{-3} G u (c_{2u} - c_{1u}), \text{ кет.} \quad (13-17)$$

Адиабатический к. п. д. $\eta_{\text{ад}}$ ступени осевого компрессора подсчитывается по уравнению (рис. 13-11)

$$\eta_{\text{ад}} = \frac{h'_{\text{осн}} - \Sigma h_{\text{л}}}{h'_{\text{осн}}} = \frac{(h_{\text{л}} + h_{\text{н}}) - \Sigma h_{\text{л}}}{h_{\text{л}} + h_{\text{н}}}, \quad (13-18)$$

где $\Sigma h_{\text{л}}$ — тепловые потери в компрессорной ступени, которые принимаются в соответствии с экспериментальными данными для принятого типа профилей рабочих и направляющих лопаток.

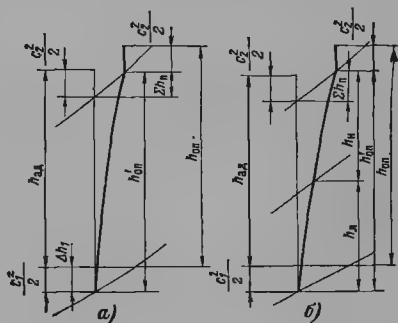


Рис. 13-11. Тепловой процесс сжатия газа в ступени компрессора в is -диаграмме.

а — ступень с несимметричными лопатками; б — ступень с симметричными лопатками

Теоретический (идеальный) цикл в p - v и T - s -диаграммах для простейшей ГТУ представлен на рис. 13-12. Воздух с температурой T_1 (абсолютная температура, °K) от давления p_1 (атмосферное давление) сжимается по адиабате в компрессоре до давления p_2 (линия 1—2). В камере сгорания (в процессе сгорания топлива) температура повышается от T_2 до T_3 (температура рабочих газов перед турбиной) при $p_2 = \text{const}$ (линия 2—3).

В турбине за счет адиабатического расширения газа происходит понижение давления и температуры, что изображается на диаграмме линией 3—4. Линия 4—1 представляет условное замыкание цикла, т. е. отвод тепла Q_2 с отработавшими газами в атмосферу. Количество тепла, подведенное в камеру сгорания, равно Q_1 (линия 2—3).

Термический к. п. д. идеального цикла определяется по уравнению

$$\eta_1 = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} \quad (13-19)$$

Пренебрегая некоторой разницей между теплоемкостями газа и воздуха и принимая их равными и постоянными, можно написать:

$$\left. \begin{aligned} Q_1 &= c_p (T_3 - T_2); \\ Q_2 &= c_p (T_4 - T_1); \end{aligned} \right\} \quad (13-20)$$

где c_p — теплоемкости газа и воздуха при постоянном давлении, кДж/(кг·°C).

Заменяя Q_1 и Q_2 в уравнении (13-19) их значениями из уравнения (13-20), находим:

$$\begin{aligned} \eta_1 &= \frac{c_p (T_3 - T_2) - c_p (T_4 - T_1)}{c_p (T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} = \\ &= 1 - \frac{T_4 \left(1 - \frac{T_1}{T_4}\right)}{T_2 \left(1 - \frac{T_1}{T_2}\right)}. \end{aligned} \quad (13-21)$$

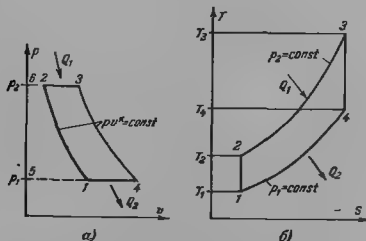


Рис. 13-12 Идеальный цикл простейшей ГТУ.
а — в p - v -диаграмме; б — в T - s -диаграмме.

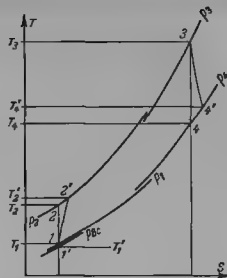


Рис. 13-13 Цикл ГТУ без регенерации с учетом внутренних потерь и потерь давления в T - s -диаграмме.

Из уравнения адиабатического процесса имеем:

$$\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} = \varepsilon_1^{\frac{k-1}{k}} = \varepsilon_1^m = \frac{T_2}{T_1} = \frac{T_3}{T_4}$$

$$\frac{T_3}{T_4} = \frac{T_2}{T_1}$$

где $\varepsilon_1 = p_2/p_1$ — степень повышения давления в компрессоре;

$m = \frac{k-1}{k}$, k — показатель адиабаты (для воздуха $k=1,4$).

Подставляя полученное отношение температур в уравнение (13-21), получаем:

$$\eta_1 = 1 - \frac{T_4}{T_3} \quad (13-22)$$

Из уравнения (13-22) следует, что термический к. п. д. повышается с повышением температуры рабочих и понижением температуры отработавших газов.

С другой стороны, уравнение (13-22) можно записать так:

$$\eta_1 = 1 - \frac{1}{\frac{T_3}{T_4}} = 1 - \frac{1}{\varepsilon_1^m}, \quad (13-23)$$

откуда следует, что к. п. д. η_1 зависит только от степени повышения давления в компрессоре.

Действительный цикл ГТУ протекает с потерями давлений во всасывающем патрубке компрессора, воздуховодах, камере сгорания, регенераторе (рис. 13-13), выпускной части турбины. Кроме того, имеются внутренние потери в турбине и компрессоре.

При заданной степени сжатия воздуха и его температуре на входе в компрессор и при данной начальной температуре газа перед турбиной действительный к. п. д. ГТУ из-за указанных выше потерь будет ниже термического к. п. д. цикла η_1 .

Внутренние потери в компрессоре учитываются адиабатическим к. п. д. $\eta_{ад}$, а в турбине — относительным внутренним к. п. д. $\eta_{от}$.

Рассмотрим действительные тепловые циклы для простейших схем ГТУ без регенератора (см. рис. 13-2, а) и с регенератором (см. рис. 13-3).

Действительный цикл ГТУ без регенерации, с учетом потерь давления и внутренних потерь показан в ts -диаграмме на рис. 13-13. Линия 1—1' указывает на потерю давления на входе в компрессор. Численное значение этой потери равно разности между атмосферным давлением p_1 и давлением перед рабочими лопатками первой ступени компрессора $p_{вс}$. Эта потеря равна $\Delta p = p_1 - p_{вс}$. При расчетах $p_{вс}$ принимаем примерно на 2% ниже, чем p_1 , т. е. $p_{вс} = 0,98p_1$. Подставляя это значение для определения Δp , получаем:

$$\Delta p = p_1 - 0,98p_1 = 0,02p_1. \quad (13-24)$$

Процесс сжатия воздуха в компрессоре происходит по линии 1'—2'. От точки 2' до 3 осуществляется подвод тепла за счет сгорания топлива в камере сгорания.

В воздуховоде от компрессора до камеры сгорания и в самой камере сгорания давление понижается от p_2 до p_3 . Эта потеря давления равна $\Delta p_k = p_2 - p_3$ и составляет примерно 3—4% p_2 , т. е.

$$\Delta p_k = (0,03 - 0,04)p_2. \quad (13-24a)$$

Процесс расширения газа в турбине с учетом внутренних потерь протекает по линии 3—4'. В выпускном патрубке турбины потерю давления можно подсчитывать по уравнению

$$\Delta p_d = \lambda \left(\frac{c_p}{100} \right)^2 p_1. \quad (13-25)$$

Линия 4'—1 представляет условное замыкание цикла.

Действительный цикл ГТУ с регенерацией и учетом потерь давления и внутренних по-

терь в ts -диаграмме приведен на рис. 13-14. Построение этого цикла осуществляется так же, как и в предыдущем случае, с учетом всех потерь, определяемых тем же способом. Этот цикл отличается от рассмотренного только тем, что в нем осуществляется подогрев воздуха от температуры T'_2 до T''_2 за счет частичного использования тепла отработавших газов, температура которых понижается от T'_4 до T''_4 .

Потеря давления в регенераторе по газовой стороне добавляет дополнительно к Δp_k еще 2—3% p_1 . По воздушной стороне регенератор также будет иметь потерю давления в 1—2% p_2 , которая добавится к Δp_k .

Площадь $a2'2'b$ эквивалентна количеству тепла, полученному воздухом, а площадь $64''4'g$ эквивалентна количеству тепла, отданному отработавшими газами.

Отношение количества тепла, воспринятого воздухом при его нагреве от T'_2 до T''_2 , к теплу, необходимому для предельно возможного подогрева его до T'_4 , называется степенью регенерации.

При постоянной теплоемкости воздуха и газа степень регенерации определяется по уравнению

$$\sigma = \frac{T''_2 - T'_2}{T'_4 - T'_2} < 1. \quad (13-26)$$

Для идеальной регенерации $\sigma = 1$.

В действительном процессе теплоемкость $c_p > c_p^*$, поэтому даже в случае полной регенерации нельзя охладить газы до T'_2 .

Регенерация повышает к. п. д. установок. Однако применение регенерации приводит к усложнению конструкции и удорожанию ГТУ и связано с повышением потерь давления как по воздушной, так и по газовой стороне установки.

Оптимальное значение степени регенерации для ГТУ может быть определено с помощью технико-экономических расчетов. На практике наиболее часто σ принимают в пределах от 0,7 до 0,8.

При заданном значении σ температура подогрева воздуха будет равна:

$$T''_2 = \sigma(T'_4 - T'_2) + T'_2. \quad (13-27)$$

Температуру газа за регенератором можно определить из уравнения теплового баланса

$$c_p^*(T'_4 - T''_4) \eta_{ре} = c_p^*(T''_2 - T'_2),$$

откуда

$$T''_4 = T'_4 - \frac{c_p^*(T''_2 - T'_2)}{c_p^* \eta_{ре}}, \quad (13-28)$$

где $\eta_{ре}$ — к. п. д. регенератора, учитывающий тепловые потери в окружающую среду; может приниматься в пределах 0,96—0,98.

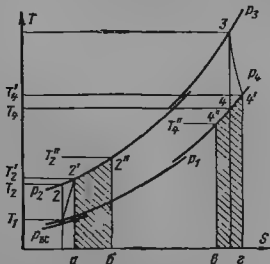


Рис 13-14. Цикл ГТУ с регенерацией и учетом внутренних потерь и потерь давления в ts -диаграмме.

Установим приближенную связь между поверхностью нагрева регенератора и степенью регенерации. Будем считать, что коэффициент теплопередачи в регенераторе не зависит от температуры, а расходы газа и воздуха и их теплоемкости равны, т. е. $G_r = G_s = G$; $C_p^g = C_p^a = C_{ж}$.

Количество тепла, передаваемого от газа воздуху, равно:

$$Q_D = G_{Cp}(T'_4 - T''_4) = G_{Cp}(T''_2 - T'_2) = kFA\Delta t_{cp}; \quad (13-29)$$

где k — коэффициент теплопередачи, $\text{кдж}/(\text{м}^2 \times \text{сек} \cdot ^\circ\text{C})$;

F — поверхность нагрева регенератора, м^2 ;

Δt_{cp} — средний температурный напор, $^\circ\text{C}$.

Предполагая в регенераторе противоток газа и воздуха, а также постоянную и одинаковую их теплоемкость, будем иметь:

$$\Delta t_{cp} = T'_4 - T''_2.$$

Подставляя в уравнение (13-29) значение Δt_{cp} и произведя некоторые преобразования, получаем:

$$\frac{F}{G} = \frac{C_p}{k} \frac{T'_4 - T'_2}{T'_4 - T''_2} = \frac{C_p}{k} \frac{T''_2 - T'_2}{(T'_4 - T'_2) - (T''_2 - T'_2)}.$$

Разделив числитель и знаменатель правой части этого уравнения на $(T'_4 - T'_2)$, найдем:

$$\frac{F}{G} = \frac{C_p}{k} \frac{\sigma}{1 - \sigma}. \quad (13-30)$$

Использование тепла отработавших газов для нагрева воздуха не влияет на мощность, развиваемую турбиной и потребляемую компрессором. Она так же, как и для цикла без регенерации, зависит только от разности температур $T_3 - T'_4$ — для турбины и $T'_2 - T_1$ — для компрессора.

13-6. ТЕПЛОВЫЕ СХЕМЫ И ЦИКЛЫ СЛОЖНЫХ ГТУ

Схемы простейших ГТУ имеют небольшую степень сжатия воздуха, что не позволяет получить высоких значений к. п. д. установки даже с регенератором для подогрева воздуха. Повышение степени сжатия воздуха, его промежуточное охлаждение, вторичный подогрев рабочих газов и применение регенератора позволяет существенно повысить к. п. д. установки. Как пример, рассмотрим ГТУ с двумя ступенями сжатия и сгорания, а также с промежуточным охлаждением воздуха и регенерацией (рис. 13-15).

Действительный цикл ГТУ с учетом всех потерь представлен на рис. 13-16. Потери давления:

по воздушному тракту

$\Delta p_1 = p_a - p_{вс}$ — в фильтре для очистки воздуха;

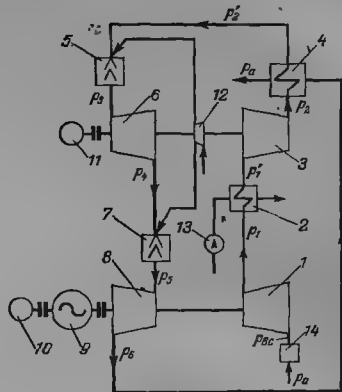


Рис. 13-15. Принципиальная схема ГТУ с двумя ступенями сжатия и сгорания.

1 — компрессор низкого давления; 2 — охладитель воздуха; 3 — компрессор высокого давления; 4 — регенератор; 5 — камера сгорания высокого давления; 6 — турбина высокого давления; 7 — камера сгорания низкого давления; 8 — турбина низкого давления; 9 — электрический генератор; 10 — пусковой электродвигатель; 12 — топливный насос; 13 — насос охлаждающей воды; 14 — фильтр.

$\Delta p_2 = p_1 - p'_1$ — в промежуточном охладителе воздуха;

$\Delta p_3 = p_2 - p'_2$ — в регенераторе; по газовому тракту

$\Delta p_4 = p'_2 - p_3$ — в камере сгорания 5;

$\Delta p_5 = p_4 - p_5$ — в камере сгорания 7;

$\Delta p_6 = p_6 - p_a$ — в регенераторе.

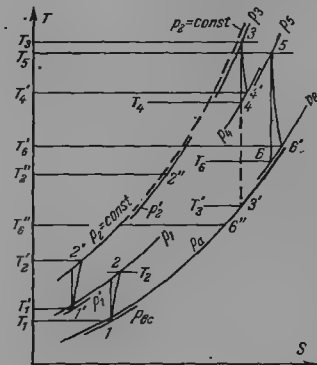


Рис. 13-16. Тепловой цикл ГТУ с двумя ступенями сжатия и сгорания с учетом потерь давления и внутренних потерь в турбинах и компрессорах в Ts -диаграмме.

Тепловой цикл сложной ГТУ образуется в следующей последовательности:

- 1—2 сжатие воздуха в компрессоре 1;
- 2—1'—охлаждение воздуха в холодильнике;
- 1'—2'—сжатие воздуха в компрессоре 3;
- 2'—2''—подогрев воздуха в регенераторе;
- 2''—3—подвод тепла в камере сгорания 5;
- 3—4'—расширение газа в турбине 6;
- 4'—5—подвод тепла в камере сгорания 7;
- 5—6'—расширение газа в турбине 8;
- 6'—6''—охлаждение отработавших газов в регенераторе;
- 6''—1—условное замыкание цикла.

На представленной принципиальной схеме двухвальной ГТУ (рис. 13-15) турбина 6 предназначена для привода компрессора 3 и топливного насоса 12. При газовом топливе в качестве насосов используются обычно центробежные компрессоры. Турбина 6 предназначена для привода компрессора 1 и электрического генератора.

Расход топлива на 1 кг рабочих газов через турбину 6 можно определять по уравнению (13-36), которое применительно к новым обозначениям (рис. 13-16) имеет вид:

$$\Delta \tau = \frac{c_{p2}^* t_3 - c_{p2}^{*'} t_2}{Q_{p2}^{*'} t_{3,с} - c_{p2}^{*'} t_2 - c_p^* t_2}, \text{ кг/кг}, \quad (13-31)$$

где $t_3 = (T_3 - 273)$ — температура рабочего газа перед турбиной 6;

$t_2' = (T_2' - 273)$ — температура воздуха перед камерой сгорания 5;

t_2 — температура топлива;

c_{p2}^*, c_p^* — теплоемкости газа за регенератором и перед турбиной, кДж/кг.

Отработавшие газы турбины 6 поступают в камеру сгорания 7, где их температура повышается.

Для определения количества топлива $\Delta \tau$, подводимого в камеру сгорания 7 на 1 кг рабочих газов турбины 6, напишем уравнение теплового баланса

$$Q_{p2}^{*'} \Delta \tau_{т.с} + c_{p4}^* t_4 + \Delta \tau_{т.с} c_p^* t_3 = (1 + \Delta \tau_{т.с}) c_{p5}^* t_5, \quad (13-32)$$

откуда находим:

$$\Delta \tau = \frac{c_{p5}^* t_5 - c_{p4}^* t_4}{Q_{p2}^{*'} t_{3,с} - c_{p5}^* t_5 + c_p^* t_2}, \text{ кг/кг}, \quad (13-33)$$

где $t_5 = (T_5 - 273)$ — температура газа перед турбиной 8;

$t_4 = (T_4 - 273)$ — температура газа за турбиной 6;

c_{p5}^*, c_{p4}^* — теплоемкости газа перед турбиной 8 и за турбиной 6.

Коэффициент избытка воздуха для камеры сгорания 7 можно подсчитать по уравнению

$$\alpha = \frac{(1 - \Delta \tau) - G_{теор}^* \Delta \tau}{G_{теор}^* (\Delta \tau + \Delta \tau')}. \quad (13-34)$$

Если числитель и знаменатель дроби поделить на $G_{теор}^* \Delta \tau$, то окончательно получим:

$$\alpha = \frac{\alpha_a - \lambda}{1 + \lambda}, \quad (13-35)$$

где $\lambda = \Delta \tau / \Delta \tau'$ — коэффициент, равный отношению весового количества топлива, подведенного в камеру сгорания 7, к количеству топлива, подведенного в камеру сгорания 5.

Для газовых турбин стационарного типа коэффициент избытка воздуха обычно составляет $\alpha = 4 + 7$. Величина его зависит главным образом от вида топлива и температуры рабочих газов перед турбиной. Чем выше температура рабочих газов при прочих равных условиях, тем меньше α . Турбины 6 и 8 работают с разными коэффициентами избытка воздуха $\alpha_0 > \alpha_1$.

13-7. ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ПРИ РАСЧЕТАХ ГТУ Т_s И IS-ДИАГРАММЫ ДЛЯ ВОЗДУХА И ПРОДУКТОВ СГИБАНИЯ

Практическая ценность Т_s-диаграмм заключается в возможности их использования для исследования экономичности тепловых двигателей. С помощью Т_s-диаграммы можно легко подсчитать, как это было показано для цикла простой ГТУ в § 13-5, термический к. п. д. цикла и оценить экономические возможности ГТУ.

Недостаток Т_s-диаграмм заключается в том, что их нельзя использовать для выполнения подробных ступенчатых тепловых расчетов турбомашин, в то время как is-диаграммы оказываются более универсальными. Основное преимущество их состоит в возможности использования для подробных тепловых расчетов турбомашин с определением всех внутренних потерь и к. п. д.

В инженерной практике тепловых расчетов турбомашин широкое распространение получили is-диаграммы, по-

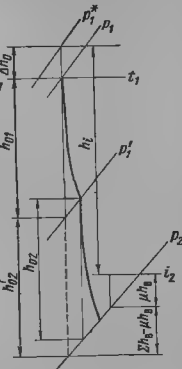


Рис. 13-17. Тепловой процесс промежуточной ступени газовой турбины $\rho = 50\%$ в is-диаграмме.

различные соединения, а также сера и ее соединения.

Элементы, входящие в состав жидких топлив, задаются в долях на 1 кг (C, H₂, S, O₂), а газообразных — в процентах по объемному анализу своих составляющих (H₂, CO, CH₄, C_mH_n, H₂S, CO₂, H₂O, O₂).

Реакции окисления для горючих жидких топлив при полном их сгорании:

для углерода $C + O_2 \rightarrow CO_2$; из массовых соотношений $12 + 32 = 44$ или $1 + \frac{8}{3} = \frac{11}{3}$ сле-

дует, что на 1 кг углерода необходимо $\frac{O_2}{C} = \frac{32}{12} = \frac{8}{3}$ кг кислорода;

аналогично для водорода $H_2 + 0,5 O_2 \rightarrow H_2O$ ($2 + 16 = 18$ или $1 + 8 = 9$), на 1 кг водорода требуется $\frac{O_2}{H_2} = \frac{16}{2} = 8$ кг кислорода;

то же для серы $S + O_2 \rightarrow SO_2$ ($32 + 32 = 64$ или $1 + 1 = 2$), на 1 кг серы расходуется $\frac{O_2}{S} = \frac{32}{32} = 1$ кг кислорода.

Теоретически необходимое количество кислорода для сжигания 1 кг топлива составляет $G_{теор}^{кисл} = \frac{8}{3}C + 8H_2 + S + O_2$, кг/кг, где O₂ — массовая доля кислорода, входящего в состав топлива.

Так как в 1 кг сухого воздуха содержится 0,232 кг кислорода, то теоретически необходимо количество сухого воздуха для сжигания 1 кг топлива будет равно:

$$G_{теор}^a = \frac{1}{0,232} \left(\frac{8}{3}C + 8H_2 + S + O_2 \right). \quad (13-37)$$

Реакция окисления для горючих газообразных топлив при полном сгорании:

водорода $H_2 + 0,5 O_2 \rightarrow H_2O$;

окси углерода $CO + 0,5 O_2$;

метана $CH_4 + 2 O_2 \rightarrow CO_2 + 2 H_2O$;

для соединений $C_m H_n + m O_2 + \frac{n}{4} O_2 \rightarrow m CO_2 + \frac{n}{2} H_2O$;

сероводорода $H_2S + 1,5 O_2 \rightarrow H_2O + SO_2$.

Теоретический расход сухого воздуха в м³, необходимый для сжигания 1 м³ газового топлива при объемном содержании кислорода в воздухе 21%, составляет:

$$v_{теор}^u = \frac{1}{21} \left[0,5 CO + 0,5 H_2 + 2 CH_4 + \right. \\ \left. + \sum \left(m + \frac{n}{4} \right) C_m H_n + 1,5 H_2S + O \right], \text{ м}^3/\text{м}^3. \quad (13-38)$$

или в 1 кг воздуха на 1 кг газа:

$$G_{теор}^a = v_{теор}^u \cdot \frac{\rho_a^c}{\rho_g^c}, \text{ кг/кг}, \quad (13-39)$$

где ρ_a^c , ρ_g^c — плотность сухого воздуха и соответственно сухого газа, кг/м³.

Газы, получающиеся в результате сгорания топлива при теоретически необходимом количестве воздуха $v_{теор}^a$, т. е. при $\alpha = 1$ (α — коэффициент избытка воздуха), принято называть «чистыми» продуктами сгорания.

При условии полного сгорания топлива в состав продуктов сгорания входят: углекислый газ CO₂, сернистый газ SO₂, азот N₂ и водяной пар H₂O.

Количество продуктов сгорания, образующихся на 1 кг жидкого топлива при теоретическом расходе воздуха, равно для: трехатомных газов ($RO_2 = CO_2 + SO_2$)

$$G_{RO_2} = 0,01 \left(\frac{11}{3}C + 2S \right), \text{ кг/кг}, \text{ или } v_{RO_2} = \frac{G_{RO_2}}{\rho_{RO_2}}, \quad (13-40)$$

азота

$$G_{N_2} = 0,768 G_{теор} + 0,01 N_2, \text{ кг/кг},$$

или

$$v_{N_2} = \frac{G_{N_2}}{\rho_{N_2}}, \quad (13-40a)$$

водяных паров

$$G_{H_2O} = 0,01 (9 H_2 + w) + v_{H_2O} \rho_{H_2O}^c, \text{ кг/кг}, \\ \text{ или } v_{H_2O} = \frac{G_{H_2O}}{\rho_{H_2O}}, \quad (13-40b)$$

где C, S, H₂ и N₂ — выражены в процентах от весовых долей на 1 кг топлива;

ρ_{RO_2} , ρ_{N_2} , ρ_{H_2O} — плотности трехатомных газов, азота и водяных паров, кг/м³;

w — влагосодержание в топливе в процентах от весовых долей на 1 кг топлива;

$$v_{H_2O}^a = 0,00162 \cdot v_{теор} \cdot d_{в\text{оз}}, \text{ м}^3/\text{м}^3;$$

$d_{в\text{оз}} = 5 \div 10 \text{ г/кг}$ — принимается при отсутствии промежуточного охлаждения воздуха; $1 \div 5 \text{ г/кг}$ — при применении промежуточного охлаждения.

Количество продуктов сгорания, образующихся на 1 м³/м³ газообразного топлива, при теоретическом расходе воздуха, равно для: трехатомных газов ($RO_2 = CO_2 + SO_2$)

$$v_{RO_2} = 0,01 [CO_2 + CO + CH_4 + \Sigma (m C_m H_n) SO_2 + H_2S], \quad (13-40в)$$

азота

$$v_{N_2} = 0,79 v_{\text{теор}} + 0,01 N_2; \quad (13-40r)$$

водяных паров

$$v_{H_2O} = 0,01 \left[H + 2CH_4 + \sum \left(\frac{n}{2} C_m H_n \right) + H_2 + H_2O \right] + v_{H_2O}^* \quad (13-40d)$$

Суммарный объем чистых продуктов сгорания

$$v_{\text{ч.п.}} = v_{RO_2} + v_{N_2} + v_{H_2O}^* \quad (13-40e)$$

Отношение числа молей чистых продуктов сгорания к числу молей теоретически необходимого воздуха называют коэффициентом молекулярного изменения чистых продуктов сгорания β_r .

Объем $v_{\text{ч.п.}}$ получается больше объема $v_{\text{теор.}}$ отнесенного к тем же условиям p и t . Очевидно, что коэффициент β_r можно определить как отношение объема чистых продуктов сгорания к теоретическому объему воздуха, т. е.

$$\beta_r = \frac{v_{\text{ч.п.}}}{v_{\text{теор}}} > 1.$$

Уравнение теплового баланса камеры сгорания для определения расхода топлива на 1 кг рабочих газов, поступающих в турбину, имеет вид:

$$Q_p^* \Delta t_{\text{т.к.}} + (1 - \Delta_t) c_p^* t_p + \Delta_t c_p^* t_t = c_p^* t_{\text{т.}} \quad (13-41)$$

где Q_p^* — низшая теплотворная способность топлива кДж/кг;

Δ_t — расход топлива на 1 кг рабочих газов, кг/кг;

$\eta_{\text{т.к.}}$ — к. п. д. камеры сгорания, учитывающий тепловые потери; его численное значение можно принимать в пределах 0,97—0,99;

c_p^* , c_p^* , c_p^* — теплоемкости воздуха, топлива и рабочих газов при $p = \text{const}$, кДж/(кг·°C);

t_p , t_t , $t_{\text{т.}}$ — температуры воздуха, топлива и рабочих газов, °C.

Из уравнения (13-41) находим расход топлива:

$$\Delta_t = \frac{c_p^* t_{\text{т.}} - c_p^* t_p}{Q_p^* \eta_{\text{т.к.}} - c_p^* t_p + c_p^* t_{\text{т.}}}, \text{ кг/кг.} \quad (13-42)$$

В уравнениях (1-41) и (1-42) подставляя температуры воздуха за компрессором $t_2 = t_2' = T_2' - 273$ (ГТУ без регенератора); $t_2 = t_2'' = T_2'' - 273$ (ГТУ с регенератором) (см. рис. 13-13 и рис. 13-14).

Коэффициент избытка воздуха можно определять из соотношения

$$\alpha_0 = \frac{1 - \Delta_r}{G_{\text{теор}} \Delta_r}. \quad (13-43)$$

Максимальная температура горения топлива в камере сгорания при теоретически необходимом количестве воздуха в зависимости от вида топлива и условий его сжигания может достигать 2100 °C (для жидкого топлива), 2000 °C (для природного газа) и 1500 °C (для доменного газа). Температуры рабочих газов в ГТУ стационарного типа ограничены 750—800 °C. Поэтому в камеры сгорания подводится избыточное количество воздуха, необходимое для охлаждения рабочих газов до заданных температур перед турбиной. Поступающий в камеру сгорания воздух разделяется на два потока: первичный (для эффективного сжигания топлива) и вторичный (для снижения температуры рабочих газов).

13-9. КОЭФФИЦИЕНТ ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ И МОЩНОСТЬ ГАЗОВОЙ ТУРБИНЫ И КОМПРЕССОРА

Тепловой процесс газовой турбины в is -диаграмме для расчетных параметров рабочего газа с учетом всех внутренних потерь (независимо от числа ступеней) показан на рис. 13-19. Из теплового процесса имеем:

i_0 , i_{2t} — энтальпии газа перед турбиной и в конце изэнтропического расширения;

i_2 — энтальпия отработавшего газа;

$H_0 = i_0 - i_{2t}$ — располагаемое теплопадение на турбину;

$H'_0 = i_0 - i'_{2t}$ — располагаемое теплопадение на проточную часть турбины;

$H_i = i_0 - i_2$ — полезно использованное теплопадение в турбине;

$\Delta H_0 = H_0 - H'_0$ — тепловая потеря в выпускном пвтрубке.

Относительный внутренний к. п. д. турбины подсчитывается по уравнению

$$\eta_{\text{от}} = \frac{H_i}{H_0}. \quad (13-44)$$

Тепловой процесс сжатия воздуха в is -диаграмме для осевого компрессора схематично представлен на рис. 13-20.

В осевых компрессорах перед рабочими лопатками первой ступени устанавливаются входной направляющий аппарат, предназначенный для изменения направления потока перед рабочими лопатками, что способствует повышению к. п. д. компрессора. Величина скорости $c_{\text{вх}}$ при входе на рабочие лопатки

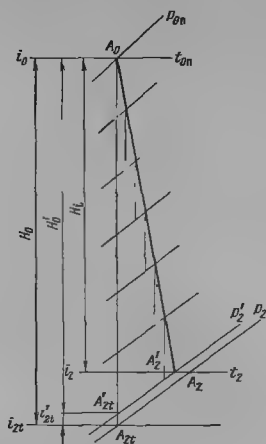


Рис. 13-19. Тепловой процесс расширения рабочего газа (воздуха) в турбине

возникает за счет расширения воздуха от p_1 до p'_1 . Численное значение теплопадения при расширении воздуха в каналах направляющих лопаток

$$h_{вх} = \frac{c_{пк}^2}{2}. \quad (13-45)$$

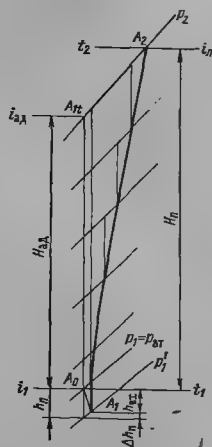


Рис. 13-20. Схема теплового процесса сжатия воздуха в ts -диаграмме для осевого компрессора.

Отрезок $\Delta h_{п}$ равен тепловым потерям в направляющих лопатках, численное значение которых подсчитывается по уравнению

$$\Delta h_{п} = h_{п} - h_{вх} = \frac{\left(\frac{1}{\varphi^2} - 1\right) c_{пк}^2}{2}, \quad (13-46)$$

где φ — скоростной коэффициент на направляющих лопатках, который можно принимать равным 0,98.

Численное значение $c_{пк}$ зависит от расхода воздуха, окружной скорости рабочих лопаток и диаметра первой ступени.

Адиабатический к. п. д. компрессора находится по уравнению

$$\eta_{ад} = \frac{i_1 - i_{кн}}{i_1 - i_{п}} = \frac{H_{ад}}{H_{п}}, \quad (13-47)$$

где $i_1, i_{ад}$ — энтальпия воздуха перед компрессором и в конце сжатия по адиабате;

$i_{п}$ — теплосодержание воздуха в конце политропического сжатия;

$H_{ад}$ — адиабатический тепловой напор от давления на всасывании p_1 до давления за компрессором p_2 ;

$H_{п}$ — политропический тепловой напор, соответствующий подведенной энергии к ступеням компрессора.

Полезная эффективная мощность на валу ГТУ

$$N_{п} = N_{т} - N_{к}, \quad (13-48)$$

где $N_{т}$ — эффективная мощность, развиваемая турбиной на валу, кет;

$N_{к}$ — мощность, потребляемая компрессором для сжатия воздуха, кет.

Уравнение (13-48) можно представить в таком виде:

$$N_{п} = G_{г} \left[H_0 \eta_{от} \eta_{м}^T - (1 - \Delta_{г}) \frac{H_{ад}}{\eta_{пк} \eta_{м}^K} \right] = G_{г} \left[H_0 \eta_{м}^T - (1 - \Delta_{г}) \frac{H_{п}}{\eta_{пк}} \right], \text{ кет}, \quad (13-49)$$

где $G_{г}$ — расход газа через турбину, кг/сек;

$\eta_{от}, \eta_{м}^T$ — относительный внутренний и механический к. п. д. газовой турбины;

$\Delta_{г} = Q_{гк} c / Q_{г}^H = Q_{гк} c$ — количество тепла, подводимое с топливом в камеру сгорания на 1 кг рабочих газов;

Q_p^n — теплотворная способность топлива, кДж/кг.

$\eta_{\text{ад.с.}} \eta_{\text{м.к.}}$ — адиабатический и механический к. п. д. компрессора.

Электрическая мощность на зажимах генератора

$$N_g = N_{\text{д.т.}} = G_{\text{г.}} \left[H_{\text{г.}} \eta_{\text{м.к.}}^{\text{т.}} - (1 - \Delta_{\text{т.}}) \frac{H_{\text{п.}}}{\eta_{\text{м.к.}}^{\text{п.}}} \right] \eta_{\text{г.}} \quad (13-50)$$

где $\eta_{\text{г.}}$ — к. п. д. генератора такой же, как и для генераторов паровых турбин.

Для высококалорийных жидких и газообразных топлив $\Delta_{\text{т.}}$ является относительно небольшой величиной и составляет обычно меньше 1% количества рабочего газа. Если учесть, что часть воздуха из компрессора со стороны выгнетания протекает через концевое уплотнение в атмосферу и еще часть расходуется на уплотнения турбины, то приближенно можно считать, что расходы газа через турбину и воздуха через компрессор равны. Принимая во внимание эти соображения, уравнение (13-50) будет:

$$N_g = G_{\text{г.}} \left[H_{\text{г.}} \eta_{\text{м.к.}}^{\text{т.}} - \frac{H_{\text{п.}}}{\eta_{\text{м.к.}}^{\text{п.}}} \right] \eta_{\text{г.}} \quad (13-51)$$

Внутренний к. п. д. ГТУ при равенстве массовых количеств воздуха и газа можно подсчитывать по уравнению

$$\eta_{\text{и.с.}} = \frac{H_{\text{г.}} - H_{\text{п.}}}{Q_{\text{к.с.}}}, \quad (13-52)$$

где $Q_{\text{к.с.}}$ — количество тепла, подводимое к 1 кг рабочего газа, кДж/кг.

Численное значение $Q_{\text{к.с.}}$ в предположении равенства средних теплоемкостей воздуха и газа можно определить по уравнению

$$Q_{\text{к.с.}} = c_p^n \Delta_{\text{т.}} = c_p^n \left[T_{\text{г.}} - T_1 - \frac{1}{\eta_{\text{ад.к.}}} (T_2 - T_1) \right]. \quad (13-53)$$

Подставляя в уравнение (13-52) вместо $Q_{\text{к.с.}}$ его значение из уравнения (13-53), получаем:

$$\eta_{\text{и.с.}} = \frac{H_{\text{г.}} - H_{\text{п.}}}{c_p^n \left[T_{\text{г.}} - T_1 - \frac{1}{\eta_{\text{ад.к.}}} (T_2 - T_1) \right]} = \frac{c_p^{\text{г.}} (T_{\text{г.}} - T_{\text{с.}}) \eta_{\text{от.}} - \frac{1}{\eta_{\text{ад.к.}}} (T_{\text{г.}} - T_1) c_p^{\text{п.}}}{c_p^n \left[T_{\text{г.}} - T_1 - \frac{1}{\eta_{\text{ад.к.}}} (T_2 - T_1) \right]}. \quad (13-54)$$

Для приближенных расчетов можно положить $c_p^{\text{г.}} = c_p^{\text{п.}}$, тогда уравнение (13-54) примет вид:

$$\eta_{\text{и.с.}} = \frac{(T_{\text{г.}} - T_{\text{с.}}) \eta_{\text{от.}} - \frac{1}{\eta_{\text{ад.к.}}} (T_2 - T_1)}{T_{\text{г.}} - T_1 - \frac{1}{\eta_{\text{ад.к.}}} (T_2 - T_1)} = \frac{\left(T_{\text{г.}} - \frac{T_2}{\epsilon_1^{\text{п.}}} \right) \eta_{\text{от.}} - \frac{1}{\eta_{\text{ад.к.}}} (T_2 - T_1)}{T_{\text{г.}} - T_1 - \frac{1}{\eta_{\text{ад.к.}}} (T_2 - T_1)}, \quad (13-55)$$

$$\text{где } \epsilon_1^{\text{п.}} = \frac{T_2}{T_{\text{с.}}}.$$

На рис. 13-21 представлен тепловой цикл простейшей схемы ГТУ в T_s - и i_s -диаграммах с учетом внутренних потерь в турбине и компрессоре (потери давления не учтены).

Поделив в уравнении (13-55) числитель и знаменатель на $T_{\text{с.}}$, получим:

$$\eta_{\text{и.с.}} = \frac{\left(\frac{T_{\text{г.}}}{T_{\text{с.}}} - \frac{T_2}{T_{\text{с.}}} \frac{1}{\epsilon_1^{\text{п.}}} \right) \eta_{\text{от.}} - \frac{1}{\eta_{\text{ад.к.}}} \left(\frac{T_2}{T_{\text{с.}}} - 1 \right)}{\left(\frac{T_{\text{г.}}}{T_{\text{с.}}} - 1 \right) - \frac{1}{\eta_{\text{ад.к.}}} \left(\frac{T_2}{T_{\text{с.}}} - 1 \right)} = \frac{\left(\beta - \frac{1}{\epsilon_1^{\text{п.}}} \right) \eta_{\text{от.}} - \frac{1}{\eta_{\text{ад.к.}}} (\epsilon_1^{\text{п.}} - 1)}{(\beta - 1) - \frac{1}{\eta_{\text{ад.к.}}} (\epsilon_1^{\text{п.}} - 1)}, \quad (13-56)$$

здесь $\beta = \frac{T_{\text{г.}}}{T_{\text{с.}}}$ — степень повышения температуры;

$$\frac{T_2}{T_{\text{с.}}} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^m = \epsilon_1^{\text{п.}},$$

где $\frac{P_2}{P_1}$ — степень повышения давления.

Таким образом, из уравнения (13-56) следует, что внутренний к. п. д. ГТУ зависит от степени повышения температуры β , степени повышения давления в компрессоре ϵ_1 , относительного внутреннего к. п. д. турбины и адиабатического к. п. д. компрессора.

Это уравнение позволяет для заданной температуры воздуха на входе в компрессор и температуры рабочих газов перед турбиной, принимая различные значения ϵ_1 , определить наивыгоднейшую степень сжатия, соответствующую максимальному значению к. п. д. ГТУ.

Расход газа и воздуха через турбину и компрессор при $G_{\text{г.}} \neq G_{\text{в.}}$ подсчитывается по уравнению

$$G_{\text{г.}} = \frac{N_g}{\left[H_{\text{с.}} \eta_{\text{от.}} \eta_{\text{м.к.}}^{\text{т.}} - y \frac{H_{\text{п.к.}}}{\eta_{\text{м.к.}}^{\text{п.}}} \right] \eta_{\text{г.}}}, \quad (13-57)$$

где y — коэффициент, учитывающий разницу между $G_{\text{г.}}$ и $G_{\text{в.}}$, он может быть больше и меньше единицы, $y \leq 1$.

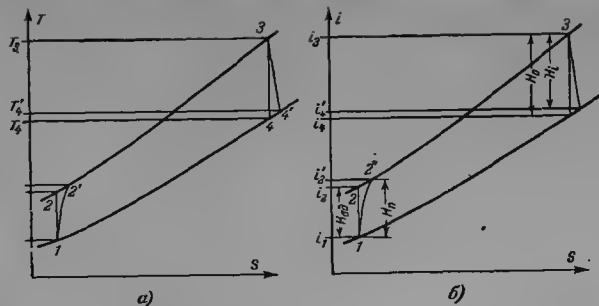


Рис 13-21. Тепловой цикл ГТУ без регенерации в Ts -диаграмме (а) и i - s -диаграмме (б) с учетом внутренних потерь в турбине и компрессоре

При равенстве $G_T = G_B$ это уравнение упрощается и принимает вид:

$$G_T = \frac{N_0}{\left[H_0 \gamma_{0c} \gamma_{0n}^{\gamma_{0n}} - \frac{H_{0n}}{\gamma_{0n} \gamma_{0n}^{\gamma_{0n}}} \right]} \quad (13-58)$$

Численные значения к. п. д. газовой турбины и компрессора можно принимать в соответствии с табл. 13-1.

Удельный расход газа на турбину

$$d_T = \frac{G_T}{N_0} \text{ кг/(квт·сек)}. \quad (13-59)$$

Расход топлива на турбину

$$B = G_T \Delta_T, \text{ кг/сек}. \quad (13-60)$$

Количество воздуха, поступающего в камеру сгорания:

$$G_a^{к.с} = G_T (1 - \Delta_T), \text{ кг/сек}. \quad (13-61)$$

Таблица 13-1

К. п. д. газовой турбины и компрессора

Газовая турбина			Компрессор		
Одноступенчатая, малой мощности	Многоступенчатая, большой мощности	Механический к. п. д. $\eta_{мх}$	Осевой	Центробежный	Механический к. п. д. $\eta_{мх}$
0,60— —0,75	0,85— —0,90	0,96— —0,995	0,83— —0,90	0,76— —0,84	0,96— —0,995

Теоретически необходимое количество воздуха для сжигания топлива в камере сгорания

$$G_{\text{теор}}^B = G_{\text{теор}} B, \text{ кг/сек}. \quad (13-62)$$

Для контроля за правильностью вычислений при выполнении теплового расчета камеры сгорания коэффициент избытка воздуха

$$\alpha_0 = \frac{G_a^{к.с}}{G_{\text{теор}}^B} \quad (13-63)$$

Часть вторая

ТЕПЛОВЫЕ РАСЧЕТЫ, РЕЖИМЫ РАБОТЫ, КОНСТРУКЦИИ ГАЗОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК

Глава четырнадцатая

РАСЧЕТ, РЕЖИМЫ РАБОТЫ, РЕГУЛИРОВАНИЕ И КОНСТРУКЦИИ ГТУ

14-1. ОСОБЕННОСТИ РАСЧЕТА МНОГУСТУПЕНЧАТЫХ ГАЗОВЫХ ТУРБИН

Газовые турбины, как правило, имеют сравнительно небольшое число ступеней от 2—3 до 6—7. Это объясняется тем, что при разомкнутом цикле с постоянным давлением сгорания газовые турбины строятся на небольшие начальные давления, обычно до 10—12 бар. Правда, в последние годы газовые турбины с большой полезной мощностью (50—100 Мвт) для вращения генераторов строятся на начальные давления газа, достигающие 20—30 бар.

Для газовой турбины, конструктивно выполненной с выпускным патрубком диффузорного типа, учитывают преобразование скоростной энергии выходной скорости с лопаток последней ступени в энергию давления (рис. 14-1). Поэтому для такой турбины H_0 увеличивается на величину ΔH_d , где $\Delta H_d \approx h_d$ — дополнительное увеличение теплового перепада на ступенях турбины за счет повышения давления газа в диффузоре. Таким образом, выполнение выпускного патрубка турбины диффузорного типа способствует повышению экономичности.

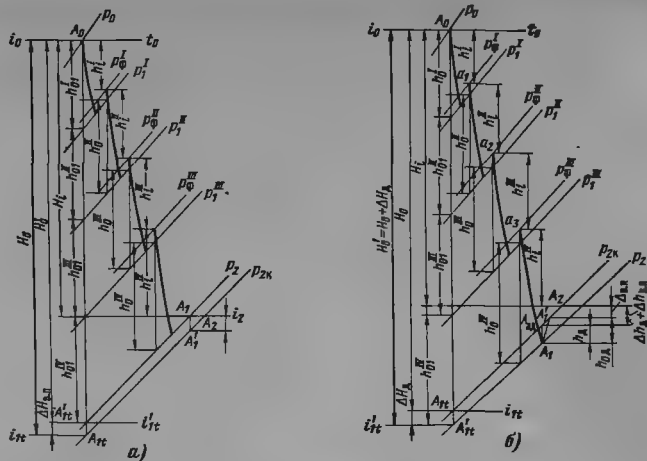


Рис. 14-1. Тепловой процесс многоступенчатой газовой турбины в i - s -диаграмме
а — обычный выпускной патрубок; б — выпускной патрубок диффузорного типа

Численные значения H'_0 будут равны:
 $H'_0 = H_0 - \Delta H_{\text{в.п.}}$ — для газовой турбины с обычным выпускным патрубком;
 $H'_0 = H_0 + \Delta H_{\text{д}}$ — для газовой турбины с выпускным патрубком диффузорного типа.

Состояния рабочего газа перед соплами ступеней турбины определяются точками A_0, a_1, a_2, a_3 и т. д.

Располагаемые тепловые перепады на турбинных ступенях: $h_0^I, h_0^{II}, h_0^{III}, h_0^{IV}$. Полезно использованный тепловой перепад турбины

$$H_t = i_0 - i_2 = \Sigma h_t = h_t^I + h_t^{II} + h_t^{III} + h_t^{IV}.$$

Некоторые особенности теплового процесса в последней ступени газовой турбины с выпускным патрубком диффузорного типа: расширение газа в последней ступени происходит до давления $p_2 < p_{2k}$ (рис. 14-1, б); скоростная энергия выходной скорости c_2 с рабочих лопаток последней ступени преобразуется в диффузоре в энергию давления по полнотропе $A_1 A'_1$;

отрезок от точки A_{2d} до пересечения с линией теплосодержания i_2 дает величину тепловых потерь в диффузоре и с выходной скоростью из диффузора, равную $\Delta h_{\text{д}} + \Delta h_{\text{в.п.}}$.

Величина теплового перепада от полнотропического сжатия газа в диффузоре равна:

$$h_{0\text{д}} = \frac{c_2^2 - c_{\text{д}}^2}{2 \cdot 10^3}, \text{ кДж/кг}, \quad (14-1)$$

где c_2 — выходная скорость на выходе из рабочих лопаток последней ступени;
 $c_{\text{д}}$ — скорость газа в выходном сечении диффузора.

Тепловой напор в диффузоре по адиабате

$$h_{\text{д}} = h_{0\text{д}} \eta_{\text{д}} = \frac{c_2^2 - c_{\text{д}}^2}{2} \eta_{\text{д}}, \quad (14-2)$$

где $\eta_{\text{д}}$ — к. п. д. диффузора, который при достаточной его длине можно принимать около 70%.

Тепловую потерю в диффузоре определяем по уравнению

$$\Delta h_{\text{д}} = (1 - \eta_{\text{д}}) \eta_{\text{в.п.}} = 1 - \eta_{\text{д}} \frac{c_2^2 - c_{\text{д}}^2}{2}. \quad (14-3)$$

Величина тепловой потери с выходной скоростью равна:

$$\Delta H_{\text{в.п.}} = \frac{c_{\text{д}}^2}{2}. \quad (14-4)$$

Распределение теплопадения по ступеням газовой турбины и формирование ее проточной части значительно проще, чем в паровой турбине. Во-первых, в газовой турбине отсутствуют отборы газа из промежуточных ступеней, что упрощает распределение теплопадения по ступеням. Во-вторых, в газовой турбине объемный расход газа через первую ступень значительно больше, а через последнюю ступень значительно меньше, чем через соответствующие ступени паровой турбины равновеликой мощности, что упрощает конструиро-

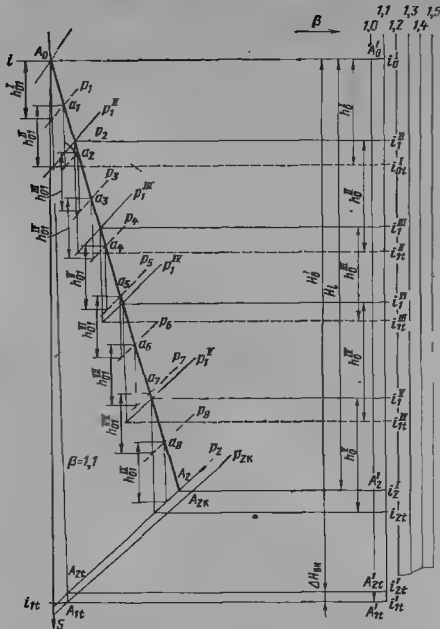


Рис. 14-2. Тепловой процесс газовой турбины в i -с-диаграмме.

вание первой и последней ступеней. В-третьих, при относительно умеренном начальном давлении газа перед турбиной и давлении за турбиной, близком к атмосферному, располагаемый теплоперепад газовой турбины во много раз меньше, чем паровой конденсационного

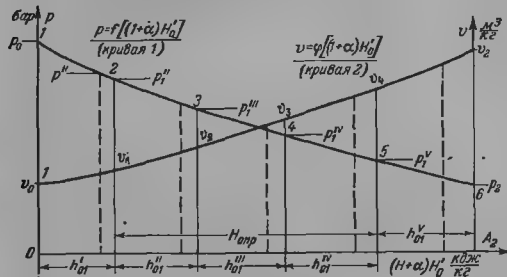


Рис. 14-3. Вспомогательный график зависимости $p=f[(1+\alpha)H'_0]$ и $v=\varphi[(1+\alpha)H'_0]$.

типа, и вследствие этого число ступеней у газовой турбины в несколько раз меньше, чем у паровой. Наконец, объемный расход газа при его расширении в газовой турбине возрастает всего в 5—15 раз, что обуславливает относительно небольшую разницу между высотами лопаток первой и последней ступеней в газовой турбине.

Для теплового расчета газовой турбины должны быть известны ее мощность, p_0 , i_0 , p_2 , p_{2k} и β ($\beta=1,1$ — принимается в качестве примера).

На i -с-диаграмме для воздуха аднабата A_0A_{11} проводится из точки A_0 параллельно лучу $\beta=1,1$ (рис. 14-2). Из точек A_0 , A_{21} и A_{11} проводим горизонтальные линии $A_0A'_0$, $A_{21}A'_{21}$ и $A_{11}A'_{11}$ до пересечения с лучом $\beta=1,1$. В точках A'_0 , A'_{21} и A'_{11} находим соответственно теплосодержание газа перед направляющими лопатками первой ступени i'_0 , за рабочими лопатками последней ступени i'_2 и за выпускным патрубком i'_{11} .

Определяем располагаемые теплопадения в турбину $H_0=i'_0-i'_{11}$ и на ее проточную часть $H'_0=i'_0-i'_2$. Принимаем предварительно η_{oi} и находим $H_i=H_0/\eta_{oi}$. Откладывая от A'_0 значение H_i до точки A'_2 , определяем теплосодержание газа за рабочими лопатками последней ступени i'_2 и за выпускным патрубком i'_{11} (точки A_2 и A'_{21}).

Для распределения теплопадений по ступеням турбины рекомендуется построить вспомогательные графики зависимостей

$$p=f[(1+\alpha)H'_0] \text{ и } v=\varphi[(1+\alpha)H'_0].$$

Для построения вспомогательных графиков (рис. 14-3) на линии A_0A_2 (рис. 14-2) наносят произвольные точки $a_1, a_2, a_3, a_4, \dots$ и т. д. В этих точках определяют давления p и удельные объемы v . По оси абсцисс OA_2 (рис. 14-3) последовательно откладываются значения $h'_{01}, h'_{02}, h'_{03}, \dots$ и т. д., а по осям ординат Op_0 и A_2v_2 значения

$$p_1^I, p_1^{II}, p_1^{III}, p_1^{IV} \text{ и } v_1, v_2, v_3 \text{ и т. д.}$$

Кривые 1 и 2, проведенные через точки координат, дают зависимости изменения давления и удельного объема в функции от $\Sigma h'_{0i}$.

Эти графики являются приближенными, так как они построены для чистого воздуха без учета продуктов сгорания, что можно допустить при избытках воздуха $\alpha > 4$.

В газовых турбинах регулирующая ступень отсутствует, и подвод рабочего газа к первой ступени из камеры сгорания осуществляется по полной окружности, т. е. парциальность первой и последующих ступеней $\varepsilon=1$.

Диаметры первой и второй ступеней турбины находим по уравнению

$$d_1 = \sqrt{\frac{600 \cdot v_2 \cdot x}{\psi \sqrt{1 - p_2} \pi^2 l_1 n \sin \alpha_2}} \quad (14-5)$$

В этом уравнении расход газа через турбину G_T известен, а значения λ , φ , ρ , l_1 и α_2 принимаются по оценке в соответствии с требованиями к экономичности и конструкции турбины. Таким образом, в уравнении (14-5) остаются неизвестными d_1 и v_1 . Это уравнение решается относительно величины d_1 методом последовательных приближений. Приняв предварительное значение d_1 , нужно определить u , c_1 и h_{01} . Отложив на графике (рис. 14-3) h'_{01} и определив на кривой 2 удельный объем газа v_1 , по уравнению (14-5) найдем d_1 . Если полученное значение d_1 не будет равно предварительному принятому, то следует повторить расчет во втором или даже в третьем приближении. После определения d_1 нужно проверить отношение $\phi_1 = d_1/l_1$. Оно должно быть не более 10—12 для турбины небольшой и средней мощности и не более 7—8 для турбины большой мощности.

Рекомендуемые значения ϕ_1 выработаны практикой газотурбостроения. Они обеспечивают небольшие относительные радиальные зазоры, а следовательно, малые тепловые потери от протечек газа и высокие к. п. д. как отдельных ступеней, так и турбины в целом. Это особенно важно для ступеней с большой степенью реактивности, из которых состоит газовая турбина.

Определяя d_1 и задавая $\alpha_0 = u/c_{01}$, находим располагаемый тепловой перепад первой ступени

$$h_0^I = \frac{1}{2} \left(\frac{u}{x_{01}} \right)^2.$$

Принимая степень реактивности ρ , определяем располагаемый теплоперепад направляющих $h_{01}^I = (1 - \rho) h_0^I$ и рабочих лопаток $h_{02}^I = \rho h_0^I$ первой ступени.

Диаметр последней ступени подсчитывается по уравнению

$$d_2 = \sqrt{\frac{G_T v_2 \phi_2}{\pi \cdot 44,72 \sqrt{1 - p_2} F_2 \sin \alpha_2}} \quad (14-5a)$$

где ζ_b — относительная величина потерь с выходной скоростью; для газовых турбин принимается в пределах 0,2—0,3%;

$\alpha_2 = 90^\circ$ — принимается по условиям получения минимальной потери с выходной скоростью;

v_2 — удельный объем газа за рабочими лопатками.

Подставляя в уравнение известные величины G_T , v_2 , H_0 и принимаемые значения α_2 и ζ_b , замечаем, что d_2 зависит от ϕ_2 .

Коэффициент ϕ_2 зависит от объемного расхода газа, т. е. от мощности турбины; его численное значение можно принимать: $\phi_2 = 4 \div 5$ — для турбин небольшой и средней мощности; $\phi_2 = 3,0 \div 3,2$ — для турбин большой мощности.

По уравнению (14-5a) подсчитываем d_2 и находим окружную скорость $u_2 = \pi d_2 n / 60$.

Для определения теплового перепада на ступень примем отношение x_{02} и степень реактивности на рабочих лопатках ρ_2 . Тогда имеем тепловой перепад на ступень $h_0^2 = \left(\frac{u_2}{x_{02}} \right)^2$, в

соплах $h_{01}^2 = (1 - \rho_2) h_0^2$ и на рабочих лопатках $h_{02}^2 = \rho_2 h_0^2$. Отложив по оси абсцисс (рис. 14-3)

от точек 0 и A_2 значения h_0^2 и соответственно h_{01}^2 и вычитая их из $(1 + \alpha) H_{01}$, получим $H_{01\text{сп}}$, т. е. располагаемый тепловой перепад, который

нужно распределить на промежуточные ступени турбины. Если от деления $H_{01\text{сп}}$ на $(h_0^I + h_0^2)$ получится целое число 2, 3, 4 и т. д. или близкие к ним значения, то следует принять соответствующее число промежуточных ступеней и на них распределить теплопадение $H_{01\text{сп}}$. При дробных числах, например 1,6; 2,5 и т. п., или близких к ним значений нужно внести некоторые изменения в предварительные расчеты первой и последней ступеней турбины и повторить распределение теплопадения.

Как только будут распределены теплопадения на ступени турбины h_{01}^I , h_{02}^I , h_{01}^{II} , h_{02}^{II} , h_{01}^{III} , h_{02}^{III} , h_{01}^{IV} и h_{02}^{IV} , что соответствует рассматриваемому примеру (рис. 14-3), по кривой 1 вспомогательного графика определяются давления газа в ступенях P_1^I , P_1^{II} , P_1^{III} и P_1^{IV} (точки 2, 3, 4 и 5), которые кладутся в основу детального теплового расчета турбины.

Детальный тепловой расчет проточной части турбины можно выполнять, используя i -диаграмму (рис. 14-2). При расчете по i -диаграмме необходимо предварительно на отрезке аднаббаты ($A_0 A_{21}$) отложить давления P_1^I , P_1^{II} , P_1^{III} и P_1^{IV} .

Теплопадения при детальном расчете каждой ступени принимаются в пределах указанных давлений с учетом коэффициента β .

Степень реактивности для каждой ступени принимается в соответствии с конструкцией турбины.

Тепловой расчет ступеней турбины с определением тепловых потерь, к. п. д. и размеров лопаток производится по методике гл. 3 и 4.

Энергия выходной скорости предыдущей ступени используется в соплах последующей ступени во всех ступенях турбины, если отсутствуют разрывы в ее проточной части.

Для детального расчета турбины окончательные значения располагаемых теплоперепадов с учетом продуктов сгорания ($\beta=1,1$) для найденных давлений в ступенях будут равны (рис. 14-2):

$$\begin{aligned} 1\text{-я ступень} & \dots \dots \dots h_{01}^I = i_{01}^I - i_{01}^I \\ 2\text{-я ступень} & \dots \dots \dots h_{01}^{II} = i_{01}^{II} - i_{01}^{II} \\ 3\text{-я ступень} & \dots \dots \dots h_{01}^{III} = i_{01}^{III} - i_{01}^{III} \\ 4\text{-я ступень} & \dots \dots \dots h_{01}^{IV} = i_{01}^{IV} - i_{01}^{IV} \\ 5\text{-я ступень} & \dots \dots \dots h_{01}^V = i_{01}^V - i_{01}^V \end{aligned}$$

Здесь $i_{01}^I, i_{01}^{II}, i_{01}^{III}, i_{01}^{IV}, i_{01}^V$ — теплосодержания газа за рабочими лопатками ступеней с учетом всех тепловых потерь.

После выполнения детального теплового расчета ступеней турбины, если теплосодержание газа за рабочими лопатками не совпадает с i_{01}^I , следует уточнить расход газа и внести необходимые изменения в размеры проточной части по уравнению

$$I_{01} = I_n \frac{G_n^H}{G_p^H} \text{ и } I_{01} = I_n \frac{G_n^L}{G_p^L},$$

где I_n, I_d — выходные высоты направляющих и рабочих лопаток по данным детального расчета турбины;

G_n^H, G_p^H — секундные расходы газа через направляющие и рабочие лопатки при детальном расчете турбины;

G_n^L, G_p^L — уточненные расходы газа через направляющие и рабочие лопатки.

В целях повышения к. п. д. газовых турбин, особенно большой мощности, при профилировании лопаток ступеней, как и в паровых турбинах, широко применяется закрутка. Пределы закрутки лопаток газовых турбин являются более высокими, чем в паровых турбинах, и производятся при отношении $d_{cr}/l_2 \leq 12 \div 14$.

Одновальная газотурбинная установка может быть построена на относительно небольшую единичную мощность, так как в ней срабатывается небольшой тепловой перепад H_{01}^I .

Уравнение мощности для нее имеет вид:

$$N_e = G_r H_{01}^I \eta_{01}^I \eta_m^I - G_b \frac{H_{01}^{Hn}}{\eta_{01}^H \eta_m^H}, \quad (14-6)$$

где G_r — расход газа через турбину;

G_b — расход воздуха, нагнетаемого компрессором;

H_{01}^I, H_{01}^H — адиабатические теплоперепады в турбине и компрессоре;

η_{01}^I, η_m^I — относительные внутренние к. п. д. турбины и адиабатический компрессора;

η_m^H, η_m^K — механические к. п. д. турбины и компрессора.

Если положить $G_r \approx G_b$, то уравнение (14-6) можно представить в виде

$$N_e = G_r \left(H_{01}^I \eta_{01}^I \eta_m^I - \frac{H_{01}^{Hn}}{\eta_{01}^H \eta_m^H} \right). \quad (14-6a)$$

Так как значение H_{01}^I по сравнению с H_{01}^H современной паровой турбины может оказаться в 4—6 раз меньше, то для простейших схем ГТУ предельная полезная мощность на валу будет относительно невелика. Эта мощность в ряде случаев может зависеть не столько от пропускной способности рабочих лопаток последней ступени, сколько от прочности рабочих лопаток первой ступени, работающих в области высоких температур.

Единичная полезная мощность ГТУ обычно повышается за счет применения двух- и даже трехваловых установок с большими степенями сжатия и двух- или трехступенчатого сгорания.

14-2. ПЕРЕМЕННЫЕ РЕЖИМЫ РАБОТЫ ГТУ

Изменение мощности ГТУ может осуществляться различными способами. В ГТУ с постоянным давлением сгорания топлива (разомкнутые циклы) основными средствами обеспечения переменных режимов являются изменения расходов топлива и газа.

Изменение расхода топлива и газа

В простейшей схеме одновальной ГТУ с расположением на одном валу турбины, компрессора и электрического генератора полезная мощность турбины может регулироваться изменением количества топлива, от которого при постоянном расходе воздуха зависит температура рабочих газов; уменьшение расхода топлива приводит к понижению температуры. Понижение температуры рабочих газов вызывает соответствующее уменьшение располагаемого теплоперепада на турбину и снижение ее мощности.

На рис. 14-4 показан тепловой процесс газовой турбины в i -с-дивграмме при температурах рабочего газа i_0, i_1 и i'_1 . Из этого рисунка видно, что с понижением температуры теплоперепады уменьшаются тем больше, чем ниже температура: $H_{02} < H_{01} < H_0$. Таким

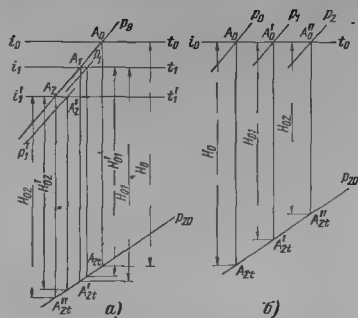


Рис. 14-4. Тепловой процесс газовой турбины при переменном режиме работы в *is*-диаграмме.
а — переменная температура газа перед турбиной; б — переменный расход газа через турбину.

образом, уменьшая расход топлива и соответственно понижая температуру газа перед турбиной, можно достичь снижения ее мощности от расчетной (номинальной) величины вплоть до холостого хода. При этом способе изменения полезной мощности ГТУ расход газа через турбину изменяется незначительно, он даже несколько увеличивается за счет повышения производительности компрессора. Таким образом, при указанном способе изменения полезной мощности турбины мощность, необходимая для привода компрессора, практически не изменяется по сравнению с мощностью, потребляемой им при номинальной мощности ГТУ. Следовательно, понижение мощности газовой турбины снижением температуры газа приводит к сильному понижению к. п. д. ГТУ.

В простейших схемах ГТУ с разрезным валом на одном валу смонтирована турбина и компрессор, а на другом валу, являющемся продолжением первого, расположена турбина и электрический генератор. Турбина для привода генератора работает с постоянным, а турбина для привода компрессора с переменным числом оборотов.

Для такой схемы ГТУ ее полезная мощность регулируется числом оборотов компрессора, что сопровождается изменением расхода воздуха. Сохранение расчетной температуры рабочих газов в этом случае осуществляется за счет изменения расхода топлива. С понижением числа оборотов компрессора понижаются его производительность, потребляемая им мощность и степень сжатия.

Тепловой процесс газовой турбины в *is*-диаграмме показан на рис. 14-4, б. В этом случае с уменьшением расхода газа через турбины

теплоперепады также понижаются. Однако с понижением полезной мощности ГТУ одновременно понижается мощность, потребляемая компрессором, что обеспечивает более стабильный к. п. д. ГТУ и более высокую ее экономичность при переменных режимах работы.

Для газовых турбин при переменных режимах их работы практически необходимо определять давления газа перед соплами первой ступени в зависимости от его температуры и расхода.

Понижение температуры газа

При понижении температуры газа перед турбиной несколько падает его давление, которое находится из уравнения

$$p_1 = \sqrt{\left(\frac{G_1}{G_0}\right)^2 \frac{T_1}{T_{10}} (p_{10}^2 - p_{20}^2) + p_2^2}, \quad (14-7)$$

где G_0 , G_1 — расходы газа через турбину соответственно при его расчетной и пониженной температурах;

T_{10} , T_1 — абсолютные температуры газа перед соплами турбины соответственно при расчетной и пониженной температурах рабочего газа;

p_{10} , p_1 — давления газа перед соплами первой ступени соответственно при расчетной и пониженной температурах газа перед турбиной;

p_{20} , p_2 — давления за рабочими лопатками последней ступени соответственно при расчетной и пониженной температурах газа перед турбиной.

Для приближенных расчетов, не требующих большой точности, можно принимать $G_1 \approx G_0$ и $p_{20} = p_{20}$, тогда уравнение (14-7) примет вид:

$$p_1 = \sqrt{\frac{T_1}{T_{10}} (p_{10}^2 - p_{20}^2) + p_2^2}. \quad (14-8)$$

Понижение давления газа перед турбиной приведет к соответствующему понижению давления воздуха за компрессором. При постоянном числе оборотов компрессора в соответствии с его характеристикой несколько возрастет его производительность, т. е. увеличится подача воздуха в камеру сгорания. Одновременно с понижением температуры рабочего газа уменьшится соответственно расход топлива в камеру сгорания.

Имея давление газа перед турбиной p_1 , уравнение (14-8) и характеристику компрессора, т. е. зависимость его производительности от давления в линии нагнетания, можно найти изменение его производительности.

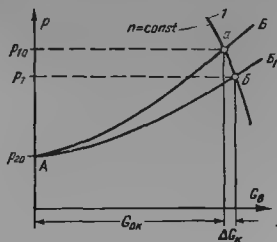


Рис. 14-5. Универсальная диаграмма блока турбина—компрессор ($n=\text{const}$).

На рис. 14-5 приведена универсальная диаграмма, состоящая из характеристик компрессора (линия 1) и турбины (линии AB и AB_1). Таким образом, производительность компрессора при $n=\text{const}$ изменяется по линии 1, а турбины — по линиям AB и AB_1 .

При расчетном режиме ГТУ и соответствующей температуре газа перед турбиной $t_{10}=T_{10}-273^\circ\text{C}$ точка a (см. диаграмму) находится на пересечении характеристик турбины и компрессора. Следовательно, эта точка соответствует производительности компрессора, равной G_{0k} . Тогда b характеризует режим работы ГТУ при температуре газа перед турбиной, равной $t_1=T_1-273^\circ\text{C}$. Из диаграммы следует, что производительность компрессора возросла на ΔG_0 .

Возвращаясь к рис. 14-4, следует отметить, что при понижении температуры газа перед турбиной его давление не сохраняется постоянным, а понижается в соответствии с уравнениями (14-8). Следовательно, давления газа перед турбиной при его температурах t_1 и t'_1 будут p_1 и p'_1 , а не p_{10} , как это было показано на рис. 14-5. Срабатываемые тепловые реперы на турбине при температурах и давлениях t_1 , p_1 и t'_1 , p'_1 будут H'_{01} и H'_{02} , а не H_{01} и H_{02} , где $H'_{01} < H_{01}$ и $H'_{02} < H_{02}$. Изменение числа оборотов компрессора

Изменение числа оборотов компрессора сопровождается одновременным изменением расхода воздуха и его степени сжатия.

На рис. 14-6 показана универсальная диаграмма для блока турбина-компрессор при $n=\text{var}$ для компрессора. Кривая 1 на диаграмме соответствует характеристике компрессора при работе его с постоянным расчетным числом оборотов n_0 ; кривая 2 является его характеристикой уже для другого числа оборотов $n_1=\text{var}$.

Линии AB и AB_1 характеризуют режим работы турбины, а линии 1 и 2 являются характеристиками компрессора. Точка a на ли-

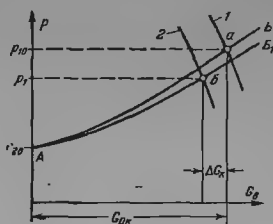


Рис. 14-6. Универсальная диаграмма блока турбина—компрессор ($n=\text{var}$).

нии 1 соответствует расчетным условиям работы ГТУ при давлении p_{10} и температуре t_{10} , числу оборотов компрессора n_0 и расчетному расходу воздуха G_{0k} . Точка b характеризует режим работы ГТУ при пониженной полезной мощности, работу компрессора с числом оборотов $n_1 < n_0$ и расходом воздуха $G_{0k} - \Delta G_0$. Таким образом, при переводе работы компрессора с числа оборотов n_0 на n_1 уменьшается производительность компрессора и понижается давление нагнетания (рис. 14-4, б). Чтобы сохранить расчетную температуру t_{10} газа перед турбиной при изменении расхода воздуха, необходимо изменить расход топлива.

Изменение расхода воздуха через компрессор

Теория и опыт показывают, что осевые компрессоры устойчиво работают в относительно узких пределах изменения расхода воздуха. С уменьшением расхода воздуха через компрессор в его проточной части изменяются условия обтекания лопаток (углы атаки потока, степени сжатия на ступенях) и возникают срывы потока, обратные течения воздуха, что сопровождается сильными периодическими ударами. Такие явления срыва потока в проточной части компрессора приводят к неустойчивой его работе и авариям из-за поломок лопаток. Неустойчивую работу компрессора называют помпажом.

Компрессор, работающий с постоянным числом оборотов, имеет относительно узкую область устойчивой работы, он может попасть в помпаж при уменьшении расхода воздуха на 10—40% расчетного значения.

Компрессор с переменным числом оборотов допускает более глубокое регулирование по расходу воздуха, т. е. является более устойчивым при переменных режимах работы ГТУ.

Для устранения помпажных явлений в работе компрессоров на линии нагнетания устанавливаются сбросные клапаны, стравливающие часть воздуха в атмосферу.

14-3. СХЕМЫ РЕГУЛИРОВАНИЯ ГТУ

Принципиальная схема регулирования одноваловой ГТУ с электрическим генератором небольшой мощности представлена на рис. 14-7. Из схемы следует, что расход топлива, поступающий к форсункам камеры сгорания, регулируется сливом через клапан 4.

При установившемся числе оборотов турбины поршни сервомоторов 1 и 2 находятся в некотором вполне определенном положении, обеспечивая слив импульсного масла через отводы 9 и 10 и соответствующий подвод топлива к форсункам при некотором его сливе через отвод 11. При изменении нагрузки турбины изменяется число ее оборотов и положение регулятора скорости 7. Это приводит к изменению слива масла через отвод 9 и давления в камерах сервомоторов 1 и 2. При этом изменяются усилия, действующие на

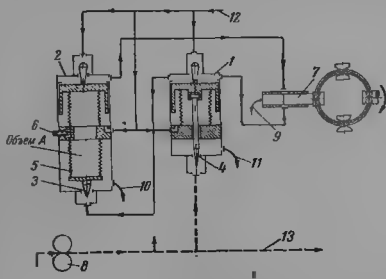


Рис. 14-7. Схема регулирования ГТУ-6 завода «Экономайзер».

1 — основной сервомотор; 2 — дополнительный сервомотор; 3 — конус, регулирующий слив масла; 4 — конус, регулирующий слив топлива; 5 — слифон; 6 — дроссель; 7 — регулятор скорости кольцевого типа; 8 — топливный насос; 9, 10 — слив масла; 11 — слив топлива; 12 — подвод рабочего масла; 13 — подвод топлива к форсункам.

поршни сервомоторов, происходит их перемещение, что приводит к дополнительному изменению слива масла через клапан 3 и отвод 10, а из камеры над поршнем сервомотора 1 к сливу топлива через клапан 4 и отвод 11. Перемещение поршней сервомоторов 1 и 2 приводит к соответствующему изменению поступления рабочего масла из маслопровода 12, давления в камерах над поршнями изменяется, и наступает новое установившееся состояние системы регулирования.

Например, понижение электрической нагрузки вызовет повышение числа оборотов турбины, поршень кольцевого регулятора 7 увеличит слив масла через отвод 9. Давления масла в камерах над поршнями сервомоторов 1 и 2 понизятся, нарушится равновесное положение поршней, и последние поднимутся вверх, увеличивая дополнительно слив масла из камеры сервомотора 1 и слив топлива через клапан 4 и отвод 11. Расход топлива к форсункам уменьшится, что приведет к соответствующему понижению температуры рабочего газа перед турбиной. Перемещение поршней сервомоторов вверх увеличит поступление рабочего масла из маслопровода 12 в камеры 1 и 2, что приведет к новому равновесному их положению и установившемуся режиму работы ГТУ с пониженной электрической нагрузкой. Конусы 3 и 4 являются элементами обратной связи.

Принципиальная схема регулирования ГТУ с разрезным валом показана на рис. 14-8. Турбина высокого давления в этой простейшей схеме ГТУ приводит во вращение компрессор и рассчитана на работу с переменным числом оборотов, в то время как турбина низкого давления работает с постоянным числом оборотов, вращая электрический генератор. Регулирование электрической нагрузки на турбине 2 осуществляется

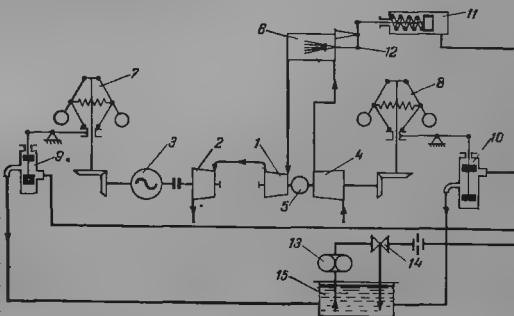


Рис. 14-8. Принципиальная схема регулирования ГТУ с разрезным валом.

1 — газовая турбина высокого давления; 2 — газовая турбина низкого давления; 3 — электрический генератор; 4 — компрессор; 5 — пусковой электродвигатель; 6 — камера сгорания; 7 — регулятор скорости; 8 — регулятор соотношения расхода топлива и воздуха; 9, 10 — дроссельные золотники; 11 — сервомотор; 12 — клапан, регулирующий подачу топлива в камеру сгорания; 13 — масляный насос; 14 — редукционный клапан; 15 — масляный бак.

изменением расхода рабочего газа посредством изменения подачи топлива и воздуха в камеру сгорания 6.

Принцип действия системы регулирования рассмотрим на примере понижения электрической нагрузки. С понижением последней число оборотов турбины будет расти; грузы центрального регулятора 7 поднимутся вверх, поршень золотника 9 опустится вниз, что приведет к увеличению слива масла из маслопровода системы регулирования и понижению давления масла в камере сервомотора 11. Поршень сервомотора переместится вправо, что приведет к уменьшению подачи топлива в камеру сгорания, соответствующему понижению температуры рабочих газов и числа оборотов компрессора. Поскольку в системах регулирования ГТУ число оборотов компрессора изменяется медленнее, чем число оборотов турбины, приводящий в работу электрический генератор, для поддержания постоянной расчетной температуры рабочих газов перед турбиной регулирование подачи топлива уже возлагается на регулятор 8, который обеспечивает необходимое соотношение между расходом топлива и воздуха, подаваемых в камеру сгорания.

14-4. КОНСТРУКЦИИ ГАЗОВЫХ ТУРБИН

Как отмечалось выше, основными особенностями газовых турбин, отличающими их от паровых, являются относительно небольшие располагаемые тепловые перепады и относительно умеренное увеличение объемного расхода газа при его расширении в проточной части. Поэтому газовая турбина обычно состоит из небольшого числа ступеней и имеет умеренное увеличение высот лопаток от первой до последней ступени.

Известно, что газовая турбина от развиваемой ею мощности на валу расходует примерно от 70 до 80% на привод компрессора. Поэтому удельный расход газа, отнесенный к полезной мощности ГТУ, оказывается большим.

Поскольку в газовой турбине срабатывает небольшой тепловой перепад, а начальное давление перед турбиной является сравнительно небольшим, через проточную часть турбины проходит большой объемный расход газа. Перечисленные факторы приводят к тому, что даже в первых ступенях турбины малой мощности оказывается возможным применять большие высоты лопаток. Естественно, что в турбинах малой мощности применение больших высот лопаток приводит к необходимости применения небольших диаметров ступеней.

Для ступеней турбины с малыми диаметрами окружная скорость будет небольшой, и для принятого оптимального значения (u/c_a) тепловой перепад также будет небольшим.

С повышением полезной мощности турбины и увеличением объемного расхода газа представляется возможность увеличить как длину лопаток, так и диаметры ступеней.

При проектировании ГТУ большой мощности принимают более высокую степень повышения давления в компрессоре, что увеличивает степень расширения и тепловой перепад на турбину. С увеличением диаметров ступеней и сохранением оптимальных отношений (u/c_a) турбину большой мощности также оказывается возможным спроектировать с относительно небольшим числом ступеней.

Турбина завода «Экономайзер»

На рис. 14-9 показан продольный разрез газовой турбины и компрессора завода «Экономайзер». Турбина предназначена для привода электрического генератора полезной мощностью 300 кет. Турбина — одноступенчатая, рассчитана на работу с температурой рабочих газов 750°C. На одном валу с турбиной расположен осевой компрессор, повышающий давление воздуха в 3,25 раза. В ГТУ предусмотрен регенератор со степенью регенерации 0,5.

Коэффициенты полезного действия турбины и компрессора соответственно равны: $\eta_t = \eta_k = 0,80$. Установка малозакономична — механические потери в ней достигают 20% полезной мощности, эффективный к. п. д. равен 14,5%, расчетный расход воздуха составляет 5,1 кг/сек.

Турбина ГТУ-600-1,5 НЛ

На рис. 14-10 (вкладка) см. продольный разрез турбины и компрессора ГТУ предназначена для привода электрического генератора мощностью 1500 кет и рассчитана на начальные параметры газа $t_0 = 600^\circ\text{C}$ и $p_0 = 4,4 \text{ бар}$ и имеет $n = 5000 \text{ об/мин}$.

Особенности конструкции турбины видны из чертежа. В передней части ротора к лабиринтовым уплотнениям подводится воздух с давлением, несколько превышающим давление рабочего газа за направляющими лопатками первой ступени.

Передача крутящего момента от вала турбины к валу генератора осуществляется через зубчатую муфту.

Принципиальная схема регулирования, маслоснабжения и защиты ГТУ показана на рис. 14-11. Процесс регулирования мощности турбины производится регулированием

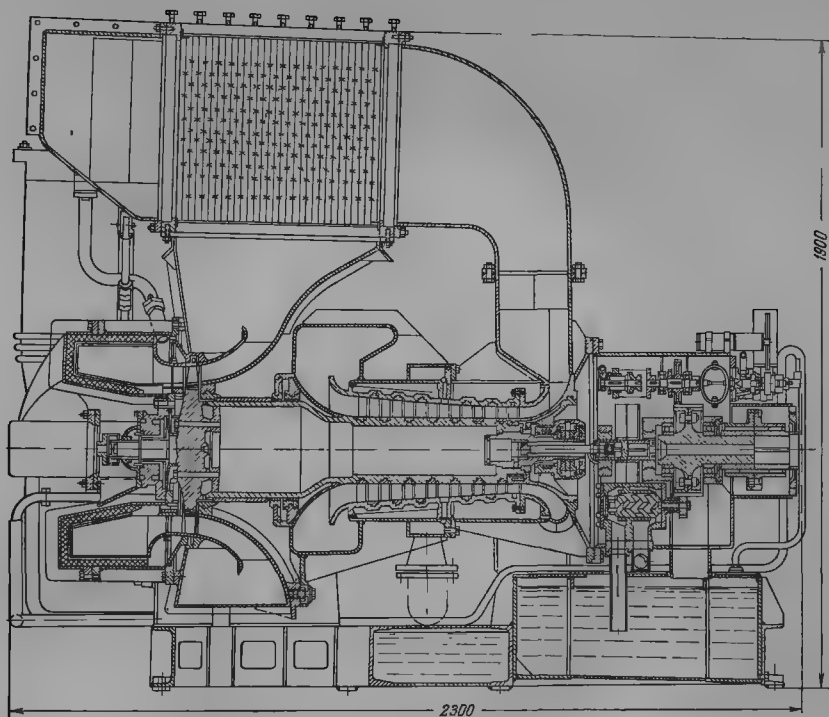


Рис. 14-9. Газотурбинная установка мощностью 300 квт завода «Экономайзер».

подачи топлива к форсунке 21. Гидродинамическим регулятором скорости является главный масляный насос 2, приводимый во вращение от вала турбины через зубчатую передачу. Изменение чисел оборотов турбины приводит к изменению производительности насоса 2 и давления масла за ним. Дроссельный клапан 4, установленный на одной ветви нагнетательной линии от насоса 2, поддерживает после себя почти постоянное давление масла. Редукционный клапан 3 перепускает часть масла в систему смазки подшипников. Верхняя полость регулятора давления 5 соединена с нагнетательной линией насоса через два дросселя 4 и 16, что обеспечивает постоянство давления масла в этой полости. Нижняя полость регулятора 5 соединена с импульсной линией насоса 2. Таким образом, изменение числа оборотов насоса 2 приводит

к изменению давления масла в нижней полости регулятора давления 5. Последний соединен с поршнем золотника 6, который питает маслом поворотный сервомотор 19 и 20. Последний осуществляет регулирование подачи топлива в камеру сгорания через форсунку 21. Кулачок 7 и буска 8 осуществляют обратную связь.

В системе регулирования предусмотрено приспособление 9 для принудительного изменения числа оборотов турбины вручную или со щита управления, необходимое для установления рабочего числа оборотов.

Для обеспечения надежной работы ГТУ предусмотрена автоматическая защита турбины. При сбросе электрической нагрузки регулятор давления 5 воздействует на регулирование подачи топлива к форсунке 21, на систему управления обводным клапаном 23

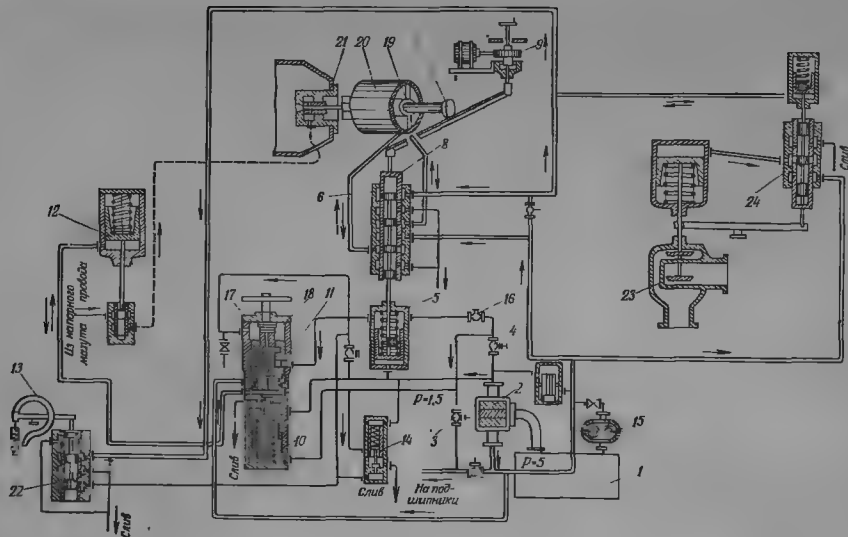


Рис. 14-11. Принципиальная схема регулирования маслоснабжения и защиты турбины GTU-600-1.5 НЗЛ.

1 — масляный бак; 2 — главный масляный зубчатый насос; 3 — редукционный клапан; 4 — дроссельный клапан; 5 — регулятор давления; 6 — золотник регулятора давления; 7 — кулачковый обратный свист; 8 — золотниковый бус; 9 — приспособление для изменения числа оборотов; 10 — предельный регулятор скорости; 11 — асатический выключатель; 12 — сервопривод запорного клапана на мазутопроводе; 13 — предельный регулятор температуры; 14 — приспособление для подачи топлива; 15 — пусковой масляный насос; 16 — дроссель; 17 — полость асатического регулятора; 18 — золотник пускового устройства; 19 — поршень усилителя; 20 — поворотный усилитель; 21 — форсунка для подачи топлива в камеру сгорания; 22 — золотник предельного регулятора температуры; 23 — обводной клапан; 24 — золотник обводного клапана.

посредством золотника 24. Обводной клапан 23 открывается только при открытии верхнего окна в золотнике 6, перепускающего на слив масло из-под поршня управления золотником 24. Открытие обводного клапана соответствует моменту сброса электрической нагрузки, когда перемещение поршня регулятора давления 5 приведет к открытию верхнего окна в золотнике 6.

В случае повышения числа оборотов турбины до предельно допустимого значения предельный регулятор скорости 10 с асатическим выключателем 11 воздействует на сервопривод 12 запорного клапана на топливном трубопроводе, регулятор давления 5 — на запорный орган на самой форсунке. Система защиты турбины выполнена так, что вместе с запорным клапаном на топливном трубопроводе одновременно закрывается запорный клапан на форсунке и открывается перепускной клапан 23. Для предохранения турбин от недопустимой высокой температуры рабочих газов предусмотрен предельный регулятор температуры 13, который выключает подачу

топлива в камеру сгорания в случаях достижения предельной температуры.

Турбина GTU-700-4-2 НЗЛ

Газотурбинный агрегат предназначен для энергопоездов и рассчитан на следующие параметры:

Температура газа перед турбиной	700 °C
Номинальная электрическая мощность при температуре наружного воздуха +15 °C	4 000 <i>квт</i>
Степень сжатия в компрессоре	5
Расход воздуха	149 <i>т/ч</i>
Расход топлива (при тепловой эффективности 41 300 <i>кДж/кг</i>)	1,82 <i>т/ч</i>
Скорость вращения ротора главного агрегата	3 000 <i>об/мин</i>

В зимнее время при низких температурах наружного воздуха турбина может развивать мощность до 6000 *квт*.

На рис. 14-12 показан продольный разрез главной турбины, на котором указаны: корпус высокого давления турбины 1; корпус низкого давления турбины 2, валоповоротное



Рис. 14-12. Продольный разрез газовой турбины ГТУ-700-4-2 НЗЛ.

1 — корпус высокого давления турбины; 2 — корпус низкого давления турбины; 3 — валоповоротное устройство с электроприводом; 4 — воздушный компрессор; 5 — блок системы регулирования агрегата; 6 — перепускной патрубок газа из ЧВД к ЧНД газовой турбины.

устройство 3, напорная часть воздушного компрессора 4. Рабочий газ в турбину поступает с торца корпуса высокого давления, к фланцу которого примыкает фланец камеры сгорания (на рисунке не показан). Рабочий газ проходит через два ряда рабочих лопаток и по обводному патрубку 6 поступает в проточную часть второго цилиндра, а из последнего — на выпуск.

Проточная часть газовой турбины состоит из двух цилиндров, в которых расположены роторы ЧВД и ЧНД. В ЧВД имеются две ступени, в ЧНД — четыре.

Ротор компрессора цельнокованный, барабанного типа. Ротор компрессора с ротором генератора соединены зубчатой муфтой.

Агрегат размещается на железнодорожной подвижной платформе и работает без регенерации. Электрический к. п. д. установки составляет 19,2%.

НЗЛ строит газовые турбины более высокой мощности на температуру рабочих газов 750°C. Газовые турбины НЗЛ мощностью от 6000 до 7000 *квт* находят широкое применение для перекачки природного газа. Кроме того, НЗЛ строит газовые турбины полезной мощностью 12 000 *квт*, которые находят широкое применение в различных областях промышленности в СССР и за границей. Для перекачки природного газа в основном используются турбины мощностью от 7000 до 10 000 *квт*.

В настоящее время начато строительство нагнетателей для перекачки природного газа мощностью 16 000 *квт*.

Турбина ГТУ-700-3 НЗЛ

На рис. 14-13 дан продольный разрез турбины ГТУ-700-5 (акладка) с постоянным

давлением сгорания топлива и с регенерацией тепла уходящих газов. ГТУ предназначена для работы на газоперекачивающих станциях магистральных газопроводов. Турбинный агрегат выполнен с «разрезным валом».

Турбина высокого давления 2 приводит в работу осевой компрессор 1 с расчетным числом оборотов 5000 в минуту. Турбина низкого давления 3 приводит в работу нагнетатель газа через зубчатый редуктор. Расчетное число оборотов турбины 3 составляет 5500 *об/мин*. Диапазон регулирования ее числа оборотов может изменяться в пределах от 3800 до 5750 *об/мин*.

Проточная часть турбины 2 состоит из двух ступеней, а турбины 3 — из одной ступени.

Степень повышения давления в компрессоре составляет 3,9, а температура рабочих газов перед турбиной 700°C. Мощность на муфте газового нагнетателя при температуре наружного воздуха +15°C и давлении 760 *мм рт. ст.* не менее 4250 *квт*.

Топливом для турбины является природный газ, используемый непосредственно из магистральных газопроводов.

При использовании природного газа с теплотворной способностью 40 000 *кДж/кг* расход топлива на турбину составит 1,34 *т/ч*.

Коэффициент полезного действия установки при номинальной мощности и расчетных параметрах газа 25%.

Направляющие и рабочие лопатки турбины высокого давления изготовлены из аустенитной стали ЭИ-726, а лопатки турбины низкого давления — из стали перлитного класса 15Х12ВМФ (ЭИ-952).

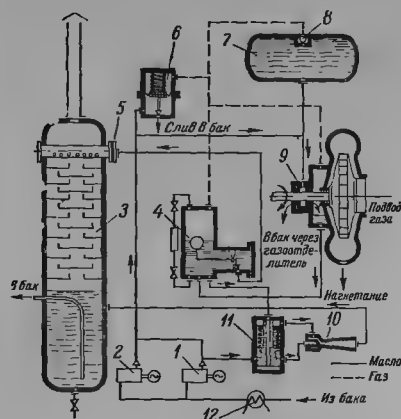


Рис. 14-14 Схема масляного уплотнения конца вала нагнетателя.

1, 2 — масляные винтовые насосы; 3 — газоделиитель; 4 — поплачковая камера; 5 — колено; 6 — регулятор перепада давлений; 7 — гидроаккумулятор; 8 — шариковый обратный клапан; 9 — газовый нагнетатель; 10 — отсасывающий инжектор; 11 — автоматический клапан; 12 — маслоохладитель.

Для устранения протечек газа по валу из нагнетателя в машинный зал применена специальная система масляного уплотнения с автоматическим регулированием. К уплотнительной втулке подводится масло под давлением на 10–30 н/см² больше, чем давление в нагнетателе. Так как уплотнительная втулка одновременно является и опорным подшипником нагнетателя, то это же масло используется для смазки шейки вала.

Схема масляного уплотнения нагнетателя показана на рис. 14-14. К опорному подшипнику нагнетателя 9, который является элементом уплотнения вала, подается масло из масляного бака насосами 1 или 2. Маслоохладитель 12 предназначен для охлаждения масла, поступающего из масляного бака к насосам. Регулятор перепада давлений 6 предназначен для автоматического поддержания постоянной разности давлений между маслом и газом за счет сброса части масла в масляный бак.

В опорном подшипнике масло разветвляется на два потока: левый поступает в корпус подшипника и отводится из него в масляный бак, правый — в уплотнительную камеру нагнетателя. Из последней масло самотеком поступает в поплачковую камеру 4 и по мере ее заполнения отводится в газоделиитель 3.

Масло в уплотнительной камере нагнетателя растворяет в себе значительное количество природного газа. Такое масло направляют

в масляный бак ильеза, так как растворившийся в нем газ будет выделяться в машинный зал. Масло, поступающее в газоделиитель 3, соединенный трубой с атмосферой, позволяет отводить выделяющиеся газы в атмосферу.

Из газоделиителя масло через гидрозапор отводится в масляный бак.

В аварийных случаях при выходе из строя масляных насосов 1 и 2 масло к опорному подшипнику подводится из гидроаккумулятора 7 (резервного бака), находящегося под давлением газа в уплотнительной камере и расположенного над нагнетателем на высоте 2–3 м. Резервный бак имеет объем масла, необходимый для уплотнения вала и смазки опорного подшипника в течение не менее 10 мин, которые достаточны для отключения нагнетателя от газопровода, сброса оставшегося в нагнетателе газа в атмосферу и выбега ротора.

Турбина ГТУ-25-700 ЛМЗ

Турбина предназначена для привода электрического генератора мощностью 25 000 кет. Схематический продольный разрез ГТУ показан на рис. 14-15 (вкладка).

Основные расчетные данные по турбине при температуре наружного воздуха 17°C: номинальная мощность 25 000 кет, число оборотов 3000 об/мин, температура газа перед турбиной 700°C, степень регенерации 80%, к. п. д. 28%, расход воздуха через установку 190 кг/сек. В качестве топлива в ГТУ используется природный газ.

Турбина состоит из семи ступеней давления. Ротор турбины изготовлен из перлитной стали. Рабочие лопатки закрученного типа и переменного по высоте профиля закрепляются непосредственно на валу. Ротор охлаждается продувкой воздуха через зазоры между хвостовиками лопаток и гребнями ротора. Корпус турбины охлаждается также продувкой воздуха между наружной частью и установленным внутри корпуса экраном.

Наружный корпус турбины изготовлен из перлитной стали, он имеет сферическую форму, что придает ему большую жесткость и прочность при небольшой толщине стенки. Внутренняя газовпускная часть корпуса изготовлена из тонколистовой аустенитной стали.

Компрессоры — осевые, низкого и высокого давлений, девятиступенчатые. Роторы компрессоров соединены гибкой муфтой, а ротор компрессора высокого давления с ротором турбины соединен полугибкой муфтой. Компрессор низкого давления имеет самостоятельный комбинированный опорно-упорный подшипник.

Осевое усилие на роторе компрессора высокого давления имеет направление, противо-

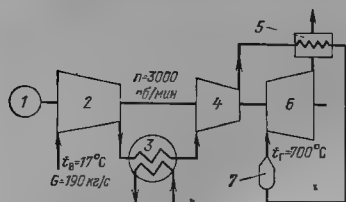


Рис. 14-16 Схема ГТУ-25-700 ЛМЗ

1 — электрический генератор; 2 и 4 — компрессоры низкого и высокого давлений; 3 — воздухоохладитель; 5 — регенератор; 6 — турбина; 7 — камера сгорания.

положное потоку воздуха, а на роторе турбины — в направлении потока газа, что снижает суммарное осевое усилие, которое воспринимается комбинированным опорно-упорным подшипником в передней части ротора турбины.

В турбине предусмотрена отдача тепла для целей теплофикации в количестве до 126 ГДж/ч.

Схема ГТУ-25-700 (рис. 14-16) свидетельствует о простоте, внешнем виде (рис. 14-17) — о компактности установки в целом.

Турбина ГТУ-100-750-2 ЛМЗ

Газовые турбины мощностью 100 Мвт при начальной температуре газов 750°C (рис. 14-18, вкладка) выпускаются ЛМЗ. Турбины предназначены для снятия пиков электрических нагрузок, т. е. для работы при переменном режиме. К. п. д. при номинальной нагрузке составляет 28%, что вполне удовлетворяет требованиям экономичности.

ГТУ является двухвальным агрегатом. Турбина высокого давления жестко соединена с компрессором высокого давления и является обособленным валом агрегата. Турбина низкого давления представляет единый блок

с компрессором низкого давления и генератором.

Компрессорная часть ротора высокого давления выполнена в виде барабана, турбина — состоит из трех соединенных между собой дисков и концевых частей.

Турбина высокого давления имеет три ступени, а компрессор — тринадцать. Первые две ступени турбины изготовлены из жаропрочного сплава на никелевой основе, третья ступень из аустенитной стали. Диски роторов обеих турбин изготавливаются из жаропрочной нержавеющей стали.

Роторы турбин высокого и низкого давлений, а также их направляющие аппараты имеют воздушное охлаждение.

ГТУ рассчитана для работы на газообразном и жидком топливе: природный газ, сырая нефть, газотурбинный малосернистый дистиллят и малосернистый мазут.

Пуск ГТУ осуществляется от специальной пусковой турбины, вращающей через редуктор с расцепным устройством вал компрессора высокого давления. Отключение пусковой турбины автоматическое. Продолжительность пуска ГТУ от холодного состояния до номинальной мощности 45 мин.

Техническая характеристика ГТУ приведена в табл. 14-1.

Турбина ГТУ-50-800 ХТЗ

Двухвальная ГТУ предназначена для привода электрического генератора мощностью 50 Мвт. ГТУ имеет три ступени сжатия и две ступени расширения. Основные расчетные данные ГТУ приводятся на схеме (рис. 14-19).

Турбинный агрегат блока высокого давления состоит из двухступенчатой турбины и двух компрессоров 14 и 15. Агрегат низкого давления имеет четырехступенчатую турбину, компрессор среднего давления и электрический генератор.



Рис. 14-17 Внешний вид ГТУ-25-700 ЛМЗ.

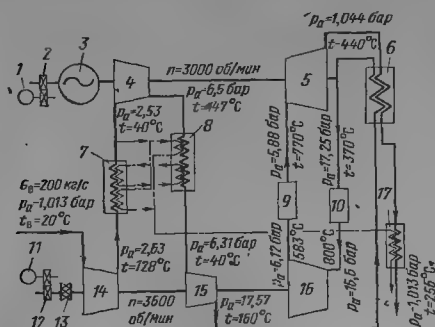


Рис. 14-19. Схема ГТУ-50-800 ХТГ.3.

1 — возбудитель пускового двигателя; 2 и 12 — редукторы; 3 — электрический генератор; 4, 14 и 15 — компрессоры среднего, низкого и высокого давления; 5 и 16 — турбины низкого и высокого давления; 6 и 17 — подогреватели сетевой воды; 7 и 8 — воздухоохладители низкого и высокого давления; 9 и 10 — камеры сгорания низкого и высокого давления; 11 — пусковой двигатель; 13 — разьеднительная муфта.

Таблица 14-1

Техническая характеристика ГТ-100-750-2

Наименование	Величина
Мощность на зажимах генератора, Мвт	100
Температура наружного воздуха, °С	+5
Температура газов перед турбиной, °С:	
высокого давления	750
низкого давления	750
Скорость вращения вала, об/мин:	
турбины высокого давления	4 100
турбины низкого давления	3 000
Степень сжатия в компрессоре:	
высокого давления	6,3
низкого давления	4,25
Расход охлаждающей воды на воздухоохлаждитель, м³/ч	2 000
Температура охлаждающей воды, °С	15
К. п. д. установки, %	28

Основные элементы конструкций турбин и компрессоров показаны на рис. 14-20 и 14-21 (вкладки).

Ротор турбины высокого давления консольного типа, состоит из двух несущих рабочие лопатки дисков и промежуточного диска, являющегося связующим звеном.

Ротор турбины низкого давления состоит из цельнокованого вала, выполненного заодно с диском последней ступени, и трех насаженных на этот вал дисков.

Рабочие лопатки ротора высокого давления и первых двух ступеней ротора низкого давления изготовлены из высокопрочного сплава на никелевой основе. Лопатки двух последних ступеней ротора низкого давления изготовлены из сплава, содержащего до 35% инкеля.

Рабочие лопатки всех ступеней обеих турбин выполнены переменного профиля для обеспечения высокого к. п. д.

Диски и вал ротора низкого давления изготовлены из перлитной стали марки ЭИ 415.

В турбинах предусмотрено интенсивное воздушное охлаждение почти всех нагруженных деталей корпуса и роторов, работающих в области высоких температур. Воздух для охлаждения роторов подводится в камеры лабиринтовых уплотнений, откуда через монтажные зазоры попадает к торцовым поверхностям лопаток, к ободам дисков и к другим горячим деталям турбины.

В качестве топлива используется природный газ. Температура рабочих газов перед турбиной высокого давления 800 °С, а перед турбиной низкого давления 770 °С. Степень регенерации 75%; расчетная температура воздуха на входе в компрессор 20 °С.

Коэффициент полезного действия установки на зажимах генератора при номинальной мощности и расчетных параметрах составляет 33,5%.

В подогревателе сетевой воды в зависимости от режима работы ГТУ можно получить для потребителей тепла до 240 Гдж/ч (при работе без регенерации) и до 100 Гдж/ч (при работе с регенерацией).

ОСНОВНЫЕ ТИПЫ СТАЦИОНАРНЫХ ПАРОВЫХ ТУРБИН ДЛЯ ПРИВОДА ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ ГЕНЕРАТОРОВ, ВЫПУСКАЕМЫХ ЗАВОДАМИ СССР СОГЛАСНО ГОСТ 3618-69

Примеры условных обозначений вновь проектируемых турбин

1. Конденсационная турбина без регулируемых отборов пара мощностью 200 Мвт с начальными давлением 130 кгс/см² и температурой 565 °С:

Турбина паровая К-200 130

2. Конденсационная турбина с производственным отбором пара, мощностью 6 Мвт с начальными давлением 35 кгс/см² и температурой 435 °С и давлением в регулируемом отборе 5 кгс/см².

Турбина паровая П-6-35/5

3. Конденсационная турбина с теплофикационным отбором пара номинальной и максимальной мощностью

50 Мвт и 60 Мвт с начальными давлением 130 кгс/см² и температурой 565 °С.

Турбина паровая Т-50/60-130

4. Конденсационная турбина с двумя регулируемы отборами пара с давлениями в производственном отборе 7 кгс/см² и теплофикационным отборе 0,9 кгс/см² и мощностями номинальной 50 Мвт и максимальной 60 Мвт с начальным давлением 130 кгс/см² и температурой 565 °С.

Турбина паровая ПТ-60/60-130/7.

Типы турбин и номинальные значения их основных параметров должны соответствовать указанным в табл. П-1.

Таблица П-1

Стационарные паровые турбины для привода электрических генераторов (ГОСТ 3618-69)

Типы турбин	Обозначение типов турбин	Мощность, мвт		Номинальные значения параметров							
		номинальная	максимальная	А' абсолютное давление, кгс/см ²	Температура, °С	Температура пара после промежуточного подогрева, °С	Абсолютное давление пара за турбиной (производительная), кгс/см ²	Величина отбора, т/ч (в процентах от номинальной)	А' абсолютное давление пара в отборе, кгс/см ²	Температура питательного пара в отборе, °С (при давлении отклонение ±10 °С)	Температура охлаждающей воды, °С
К—конденсационные без регулируемых отборов пара	(К-4-35)	4 000	4 000	35	435	—	—	—	—	145	20
	(К-6-35)	6 000	6 000								
	(К-12-35)	12 000	12 000								
	(К-50-90)	50 000	55 000	90	535	—	—	—	—	215	10
	(К-100-90)	100 000	110 000								
	(К-160-130)	160 000	165 000	130	565	565	—	—	—	230	12
	(К-200-130)	200 000	210 000								
	К-300-240	300 000	—	240	565	565	—	—	—	270	
	К-500-240	500 000			540	560*				270; 240	
		500 000			560	565				270	
		800 000			540	540				270; 240	
	К-800-240	800 000									
П—конденсационные с производственным регулируемым отбором пара	(П-2,5-5-35/5)	2 500	2 750	35	435	—	—	18	5	145	
	(П-4-35/5)	4 000	4 400					25			
	П-6-35/5	6 000	6 600					40			

Типы турбин	Обозначение типовых турбин	Мощность, кВт		Номинальные значения параметров							
		номинальная	максимальная	Абсолютное давление, кгс/см²	Температура, °C	Температура пара после прохода турбинного перегрева, °C	Абсолютное давление пара за турбиной (проектное), кгс/см²	Величина отбора, т/ч, при $\Delta t = 10^\circ\text{C}$	Абсолютное давление пара в отборе, кгс/см²	Температура питательной воды после reheating, °C (предельное отклонение $\pm 10^\circ\text{C}$)	Температура охлаждающей воды, °C
Т—конденсационные с теплофикационным регулируемым отбором пара	(Т-6-35)	6 000	6 600	35	435			30		145	20
	(Т-25-30-90)	25 000	30 000	90	535			90	1,2	215	
	(Т-50/60-130)	50 000	60 000					180			
	(Т-100/120-130)	100 000	120 000	130	565			310	0,9	230	
	(Т-250/300-240)	250 000	300 000	240	560	565		560		270	
ПТ—конденсационные с двумя регулируемым отборами пара производственным и теплофикационным	ПТ-12/15-35/10	12 000	15 000					40	1,2		
	ПТ-12/15-90/10	12 000	15 000	35	435			50	10	145	
								25	1,2		
								35	10		
	ПТ-25/30-90/10	25 000	30 000					50	1,2		
				90	535			70	10	215	
	ПТ-60/75-90/13	60 000	75 000					115	1,2		
								165	13		
	ПТ-50/60-130/7	50 000	60 000					75	0,9		
								120	7		
Р—противодавлением без регулируемых отборов пара	(Р-2,5-35/3)	2 600	2 750					3			
	(Р-2,5-35/3)							5			
	Р-4-35/1,2		4 400					1,2			
	Р-4-35/3		4 400					3			
	Р-4-35/5	4 000	4 300					5			
	Р-4-35/10		4 400					10			
	Р-4-35/15		4 400	35	435			15			
	Р-5-35/1,2		6 600					1,2			
	Р-6-35/3	6 000	6 600					3			
	Р-6-35/5		6 600					5			
	Р-6-35/10		6 600					10			
	Р-12-35/1,2		13 300					1,2			
	Р-12-35/5	12 000	12 800					5			
	Р-12-90/7		12 800					7			
	Р-12-90/13		12 800					13			
ПР—противодавлением с производственным регулируемым отбором пара	(Р-12-90/18)	12 000	12 800					18			
	(Р-12-90/31)		12 300					31			
	(Р-25-90/18)	25 000	30 000	90	535			18			
	Р-40-130/31	40 000	43 000					31			
	Р-50-130/13	50 000	60 000	130	565			13			
	Р-100-130/15	100 000	107 000					15			
	ПР-6-35/5/1,2						1,2	40	5		
	ПР-6-35/10/1,2	6 000	6 600	35	435		1,2	50	10		
	ПР-6-35/10/5						5	50	10		
	ПР-6-35/15/5	12 000	15 000				5	50	15		
ПР—противодавлением с производственным регулируемым отбором пара	ПР-12-35/15/5	12 000	15 000				5	80	15		
	ПР-12-90/15/7	12 000	15 000	90	535		7	75	15		
	ПР-25-30-90/10/0,9	25 000	30 000				0,9	65	10		

ЕДИНИЦЫ ИЗМЕРЕНИЯ

В приложении 2 приведены основные единицы системы СИ; единицы, временно допускаемые к применению; соотношения между единицами системы МКГСС и тепловыми единицами, основанными на калории и единицами системы СИ; кратные и дольные единицы измерения.

Единицы физических величин Международной системы (СИ)

Наименование величины	Единица измерения	Обозначение
Основные единицы		
Длина	метр	м
Масса	килограмм	кг
Время	секунда	с
Сила электрического тока	ампер	А
Термодинамическая температура	кельвин	К
Сила света	кандела	кд

Дополнительные единицы

Плоский угол	радиан	рад
Телесный угол	стерадиан	ср

Производные единицы

Единицы пространства и времени

Площадь	квадратный метр	м ²
Объем, вместимость	кубический метр	м ³
Скорость	метр в секунду	м/с
Ускорение	метр на секунду в квадрате	м/с ²
Частота	герц	Гц
Частота вращения	секунда в минус первой степени*	с ⁻¹
Угловая частота	радиан в секунду	рад/с
Угловое ускорение	радиан на секунду в квадрате	рад/с ²

Механические единицы

Плотность	килограмм на кубический метр	кг/м ³
Момент инерции (динамический момент инерции)	килограмм-метр в квадрате	кг·м ²

* Секунда в минус первой степени — частота равномерного вращения, при которой за время 1 с совершается один оборот тела.

Сила, сила тяжести (вес)	ньютон	Н
Давление (напряжение механическое)	паскаль*	Па
Работа, энергия	джоуль	Дж
Мощность	ватт	Вт
Динамическая вязкость	паскаль-секунда	Па·с
Кинематическая вязкость	квадратный метр на секунду	м ² /с

Тепловые единицы

Количество теплоты, термодинамический потенциал (внутренняя энергия, энтальпия)	джоуль	Дж
Удельное количество теплоты	джоуль на килограмм	Дж/кг
Теплоемкость системы	джоуль на кельвин	Дж/К

Наименование величины	Единица измерения	Обозначение
Энтальпия системы	джоуль на кельвин	Дж/К
Удельная теплоемкость	джоуль на килограмм-кельвин	Дж/(кг·К)
Тепловой поток	ватт	Вт

* Паскаль — давление, вызываемое силой 1 Н, равномерно распределенной по поверхности площадью 1 м².

Поверхностная плотность теплового потока	ватт на квадратный метр	Вт/м ²
Коэффициент теплообмена (теплоотдачи). Коэффициент теплопередачи	ватт на квадратный метр-кельвин	Вт/(м ² ·К)
Температуропроводность	квадратный метр на секунду	м ² /с
Температурный градиент	кельвин на метр	К/м

Единицы, допускаемые к применению наравне с единицами СИ

Масса: п, т
Время: мин, ч, нед., мес, год, век
Термодинамическая температура: °С (градус Цельсия). — 273, 15К
Площадь: га (гектар)
Объем, вместимость: л (литр)
Скорость: км/ч
Частота вращения: об/с, об/мин
Работа, энергия, кВт·ч
Количество электричества: А·ч

Единицы, временно допускаемые к применению

(Срок изъятия единицы из применения 1 января 1975 г.) Сила, сила тяжести (вес): кгс=9,81 Н; гс=9,81·10⁻³ Н; тс=9,81·10³ Н
Давление: кгс/см²=9,81·10⁴ Па; мм вод. ст.=9,81 Па; мм рт. ст.=133,3 Па; бар=10⁵ Па; кгс/мм²=9,81·10⁶ Па
Работа, энергия: кгс·м; электромагнитная энергия: Вт·ч

Мощность: кгс·м/с, л.с.
Количество теплоты, термодинамический потенциал. Кал, ккал
Удельное количество теплоты, удельный термодинамический потенциал: кал/г; ккал/кг
Теплоемкость системы: кал/°С; ккал/°С
Удельная теплоемкость: кал/(г·°С); ккал/(кгс·°С)
Тепловой поток: кал/с; ккал/ч
Поверхностная плотность теплового потока: кал/(с·см²); ккал/(ч·м²)
Теплопроводность: кал/(с·см·°С); ккал/(ч·м·°С)

Соотношения между единицами системы МКГСС и тепловыми единицами, основанными на калории, и единицами системы СИ

Соотношения между единицами системы МКГСС и тепловыми, основанными на калории, и единицами СИ

Единицы массы

1 кгс·сек²/м = 9,81 кг | 1 кг = 0,102 кгс·сек²/м

Единицы силы

1 кгс = 9,81 Н | 1 Н = 0,102 кгс

Единицы давления

1 кгс/см² = 735,6 мм рт. ст. = 1 атм. техн. = 0,9678 атм
 физич. = 0,981 бар = 98066,5 Па
 1,033 кгс/см² = 760 мм рт. ст. = 1 атм. фи- зич. ч = 1,013 бар = 1,01·10⁵ Па
 1 мм рт. ст. = 13,6 мм вод. ст. = 133,3 Па
 1 мм вод. ст. = 10⁻⁴ кгс/см² = 9,81 Па

1 паскаль (па) = 1 Н/м² = 0,987·10⁻⁵ атм. фи- зич. = 1,02·10⁻⁵ атм. техн. = 10⁻⁶ бар = 7,5 × 10⁻⁵ мм рт. ст. = 0, 102 мм вод. ст.
 1 бар = 10⁵ Па = 0,987 атм. физич. = 1,02 кгс/см² = 1,02 атм. техн. = 750 мм рт. ст.

Удельная теплоемкость, удельная энтальпия

1 ккал/(кг·°C) = 4 190 Дж/(кг·K)

1 Дж/(кг·K) = 0,239·10⁻³ ккал/(кг·°C)

Тепловой поток

1 ккал/сек = 4,19 Вт;

1 ккал/ч = 1,163 Вт

1 Вт = 0,239 кал/с = 0,86 ккал/ч

Поверхностная плотность теплового потока

1 кт.л (см²·сек) = 41 900 Вт/м²

1 Вт/м² = 0,239·10⁻⁴

1 ккал (м²·ч) = 1,16 Вт/м²

кал/(см²·с) = 0,86 ккал/(м²·ч)

Теплопроводность

1 кал/(сек·см·°C) = 419 Вт/(м·K)

1 Вт/(м·K) = 0,239·10⁻³

1 ккал/(ч·м·°C) = 1,16 Вт/(м·K)

кал/(с·см·°C) = 0,86 ккал/(ч·м·°C)

Единицы динамической вязкости

1 кгс·сек/м² = 9,81 кд (м·сек) = 9,81 Н·с/м²

1 Н·с/м² = 1 кг (м·с) = 0,102 кгс·с/м²

Единицы работы и энергии

1 кгс·м = 9,81 Дж

1 кват·ч = 3,6·10⁶ Дж

1 л. с·ч = 2,648·10⁶ Дж

1 Дж = 0,102 кгс·м = 0,36 × 10⁻⁶ л. с·ч = 2,78·10⁻⁷ кВт·ч

Единицы мощности

1 кгс·м/сек = 9,81 Вт

1 л. с. = 735,6 Вт

1 Вт = 0,102 кгс·м/с = 1,36 × 10⁻⁶ л. с. = 0,86 ккал/ч

Тепловые единицы

1 кал = 4,19 Дж

1 ккал = 4 190 Дж

1 кват·ч = 3,6·10⁶ Дж

1 Дж = 0,239 кал = 2,39 × 10⁻⁴ ккал

1 кВт·ч = 860 ккал

Удельное количество теплоты

1 кал/г = 4,19 Дж/г

1 ккал/кг = 4 190 Дж/кг

1 Дж/г = 0,239 кал/г

1 Дж/кг = 0,239 ккал/кг

Теплоемкость системы

1 ккал/°C = 4 190 Дж/K

1 Дж/K = 0,239·10⁻³ ккал/°C

Кратные и дольные единицы измерения

Кратность и дольность	Наименование приставки	Сокращенное обозначение	
		Русскими буквами	Латинскими или греческими буквами
1 000 000 000 000 = 10 ¹²	тера	T	T
1 000 000 000 = 10 ⁹	гига	G	G
1 000 000 = 10 ⁶	мега	M	M
1 000 = 10 ³	кило	K	K
100 = 10 ²	(гекто)*	г	h
10 = 10 ¹	(дека)*	да	da
0,1 = 10 ⁻¹	(деци)*	д	d
0,01 = 10 ⁻²	(санти)*	с	s
0,001 = 10 ⁻³	милли	м	t

* Для кратных и дольных единиц широкого распространения — гектар, центоклит, дециметр, сантиметр

0,000001 = 10⁻⁶

0,00000001 = 10⁻⁸

0,0000000001 = 10⁻¹⁰

микро

мк

μ

нано

н

p

пико

п

p

СПИСОК РЕКОМЕНДУЕМОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Арсеньев Л. В. и др. Паровые и газовые турбины, Авиас конструктор. М. «Машинное строительство», 1970.
2. Девя М. Е. Техническая газодинамика. М.—Л., Госэнергоиздат, 1981.
3. Кириллов И. И. Газовые турбины и газотурбинные установки, ч. 1 и 2. М., Машгиз, 1966.
4. Кирсанов И. Н. Конденсационные устройства паровых турбин. М., «Энергия», 1965.
5. Шляхин П. Н. Паровые и газовые турбины. М., «Энергия», 1966.
6. Шляхин П. Н., Бершадский М. Л. Краткий спра-

вочник по паротурбинным установкам. М., «Энергия», 1970.

7. Шубенко-Шубин Л. А. и др. Прочность паровых турбин. М., Машгиз, 1973.

8. Шубенко-Шубин Л. А. Особенности конструкций новейших паровых турбин большой мощности. М.—Л., Госэнергоиздат, 1962.

9. Щегляев А. В. Паровые турбины. М., «Энергия», 1967.

10. Щегляев А. В., Смелынский С. Г. Регулирование паровых турбин. М.—Л., Госэнергоиздат, 1982.

Предисловие ко второму изданию	3	5-2. Определение расхода пара через турбину	39
Введение	4	5-3. Одноступенчатая ступень турбины и ее коэффициент полезного действия	40
РАЗДЕЛ ПЕРВЫЙ		5-4. Порядок теплового расчета ступени турбины	45
ПАРОТУРБИННЫЕ УСТАНОВКИ		5-5. Расчет промежуточной активной ступени паровой турбины ($p=0$)	47
Часть первая		5-6. Расчет промежуточной активной ступени с реактивностью на рабочих лопатках	49
ТЕОРИЯ, ТЕПЛОВЫЕ РАСЧЕТЫ И КОНСТРУКЦИИ ПАРОВЫХ ТУРБИН		5-7. Расчет промежуточной реактивной ступени паровой турбины ($p=50\%$)	50
Глава первая. Общие сведения о паровых турбинах	5	5-8. Двухступенчатая ступень турбины и ее коэффициент полезного действия	51
1-1. Основные понятия о паровых турбинах	5	5-9. Порядок теплового расчета двухступенчатой ступени	51
1-2. Классификация паровых турбин	9	5-10. Расчет двухступенчатой регулирующей ступени	54
1-3. Краткие сведения о развитии паровых турбин	10	5-11. Расчет и профилирование длинных лопаток	58
Глава вторая. Некоторые сведения из газодинамики	11	Глава шестая. Многоступенчатые паровые турбины	
2-1. Общие понятия о течении жидкости в лопаточных каналах	11	6-1. Турбины со ступенями давления	62
2-2. Геометрические характеристики решеток профилей	12	6-2. Турбины с отбором пара для регенерации	64
2-3. Силовое воздействие потока на лопатки	13	6-3. Порядок расчета многоступенчатой паровой турбины	65
Глава третья. Тепловой процесс в ступени паровой турбины и определение ее размеров	16	6-4. Предельная и единичная мощность паровой турбины	72
3-1. Расширение пара в сопловых и направляющих каналах	16	6-5. Осевые усилия в паровой турбине	74
3-2. Расширение пара в косом срезе сопла	18	6-6. Переменные режимы паровых турбин	76
3-3. Расширение пара в соплах при нерасчетных условиях	20	Глава седьмая. Регулирование, маслонабжение и защита паровых турбин	
3-4. Преобразование энергии на рабочих лопатках	24	7-1. Основные понятия регулирования	80
3-5. Определение размеров лопаток турбин	28	7-2. Схема регулирования паровых турбин	81
Глава четвертая. Тепловые потери в ступени паровой турбины и ее коэффициент полезного действия	29	7-3. Статическая характеристика регулирования	85
4-1. Классификация потерь в турбинах	29	7-4. Параллельная работа турбин	87
4-2. Потери в клапанах	29	7-5. Переходные процессы в системах регулирования	88
4-3. Потери в соплах или направляющих лопатках	29	7-6. Схемы маслонабжения турбин	89
4-4. Потери на рабочих лопатках	30	7-7. Огнестойкие жидкости для систем маслонабжения и регулирования турбин	90
4-5. Потери с выходной скоростью	31	7-8. Предохранительные выключатели для аварийного отключения турбин	90
4-6. Потери на трение и вентиляцию	32	Глава восьмая. Конструкции паровых турбин	
4-7. Потери через внутренние зазоры диафрагм	32	8-1. Основные требования к конструкциям паровых турбин	91
4-8. Потери от влажности пара	36	8-2. Конденсационные турбины КТЗ	93
4-9. Потери в выпускном патрубке	36	8-3. Конденсационные турбины УТМЗ	93
4-10. Внешние потери	37	8-4. Конденсационные турбины ХТТЗ	96
4-11. Коэффициент полезного действия турбины ступени	37	8-5. Конденсационные турбины ЛМЗ	102
Глава пятая. Коэффициент полезного действия турбины, ее мощности и расход пара	38	8-6. Турбины для атомных электростанций	107
5-1. Коэффициент полезного действия паровой турбины	38	8-7. Турбины зарубежных фирм	110